



**INSTITUTO LATINO-AMERICANO DE
TECNOLOGIA, INFRAESTRUTURA E
TERRITÓRIO - ILATIT**

ENGENHARIA DE ENERGIAS

SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE CFD DE UM PEQUENO TROCADOR DE CALOR DE CASCO E TUBO

Dennis Paúl Paz López

**Foz do Iguaçu, Brasil
Dezembro, 2017**

Dennis Paúl Paz López

SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE CFD DE UM PEQUENO TROCADOR DE CALOR DE CASCO E TUBO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado
ao Instituto Latino-americano de Tecnologia,
Infraestrutura e Território da Universidade
Federal da Integração Latino-americana como
requisito parcial à obtenção do título de En-
genheiro de Energias.

Universidade Federal da Integração Latino-americana – UNILA
Instituto Latino-americano de Tecnologia, Infraestrutura e Território – ILATIT
Engenharia de Energias

Orientador: Dr. Walber Ferreira Braga

Foz do Iguaçu, Brasil
Dezembro, 2017

Dennis Paúl Paz López

SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE CFD DE UM PEQUENO TROCADOR DE CALOR DE CASCO E TUBO/ Dennis Paz L. – Foz do Iguaçu, Brasil, Dezembro, 2017- 83 p. : il. (algumas color) ; 30 cm.

Orientador: Dr. Walber Ferreira Braga

Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Universidade Federal da Integração Latino-americana – UNILA, Instituto de Tecnologia, Infraestrutura e Território – ILATIT, Engenharia de Energias, Dezembro, 2017.

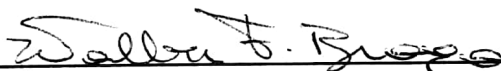
I. CFD. II. Trocador de calor. III. Casco e tubo. IV. Simulação. V. ANSYS. VI. Dennis Paz. VII. ILATIT. VIII. UNILA.

Dennis Paúl Paz López

SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE CFD DE UM PEQUENO TROCADOR DE CALOR DE CASCO E TUBO

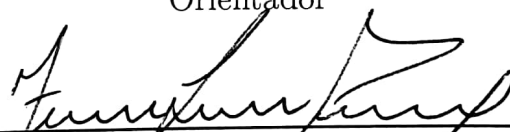
Trabalho de Conclusão de Curso apresentado
ao Instituto Latino-americano de Tecnologia,
Infraestrutura e Território da Universidade
Federal da Integração Latino-americana como
requisito parcial à obtenção do título de En-
genheiro de Energias.

BANCA EXAMINADORA

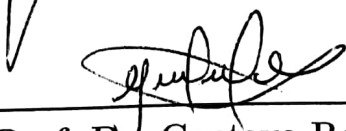


Dr. Walber Ferreira Braga

Orientador



Prof. Dr. Fabyo Luiz Pereira



Prof. Dr. Gustavo Ronceros Rivas

Foz do Iguaçu, 18 de dezembro de 2017.

*Este trabalho é dedicado aos meus pais e irmãos
que são os seres que eu mais amo no mundo.*

Agradecimentos

Agradeço em primeiro lugar a Deus, pela força dada para conseguir culminar meu trabalho, por colocar as pessoas certas no meu caminho e pela sabedoria para conseguir cumprir meus objetivos.

A meus pais, Maria Narcisa López Parra e Djalma Paz Encalada, pelo amor, incentivo e apoio incondicional que sempre me deram.

Aos meus irmãos, amigos e companheiros da faculdade, por serem parte da minha formação pessoal e que vão continuar presentes na minha vida.

Ao CEASB, pelo acesso aos equipamentos com a licença acadêmica do Ansys, para poder levar a cabo minhas simulações.

Aos membros do CEASB, Cristhian, Cristhiano, Luiz e Luan, pelo apoio e esclarecimento de todas as dúvidas que eu tive no desenvolvimento do meu TCC.

Ao professor Dr. Gustavo Rivas, pela ajuda muito importante, no entendimento dos modelos de turbulência da minha simulação.

Ao professor Dr. Walber Braga, pela guia fundamental no mundo do CFD.

A esta universidade, seu corpo docente, direção e administração que oportunizaram a janela que hoje vislumbro um horizonte superior.

E finalmente, à pessoa mais importante no desenvolvimento do meu trabalho, minha namorada Sara Ochoa, que sempre me deu seu apoio, carinho e amor, em todo momento.

Resumo

No presente trabalho, foi realizado um estudo básico da Fluidodinâmica Computacional (CFD), de um pequeno trocador de calor de casco e tubo (TCCT), usando o pacote computacional ANSYS-CFX. O objetivo principal do trabalho, é a apresentação de uma metodologia para realizar dito estudo, que possa ser aplicada em outros sistemas similares. Para isto, foi dada uma breve introdução ao mundo do CFD, seus antecedentes históricos, as equações governantes e os modelos de turbulência usados para resolver o sistema. Desta forma, foi feita uma comparação entre os dois modelos de turbulência mais populares na indústria, o modelo *SST* e o modelo $k-\varepsilon$. Para validar a solução obtida na simulação, foi feita uma comparação entre os resultados obtidos nos testes experimentais e os resultados do modelo analítico descrito no trabalho (modelo de Kern). Na discretização do domínio computacional, foram criadas três malhas diferentes para os dois modelos de turbulência: uma malha grosseira (278887 células), uma malha média (491867 células) e uma malha fina (887910 células), em que foi confirmado que a solução da malha média é independente para os dois modelos. Finalmente, através das comparações realizadas chegou-se na conclusão de que o modelo *SST* é o mais adequado para este tipo de sistemas.

Palavras-chave: CFD. Trocador de calor. Casco e tubo. ANSYS. Simulação.

Abstract

In this document, a basic Computational Fluid Dynamics study (CFD) of a small Shell and Tube Heat Exchanger (TCCT) was performed, using the CFD code ANSYS-CFX. The main objective of this document, is the presentation of a methodology to carry out this study, which can be applied in other similar systems. For this, a brief introduction to the world of CFD, its historical background, the governing equations and the turbulence models used to solve the system was given. Thus, a comparison was made between the two most popular turbulence models in the industry, the *SST* model and the $k-\varepsilon$ model. To validate the solution obtained in the simulation, a comparison was made between the results obtained in the experimental tests and the results of the analytical model described in the work (Kern method). In the discretization of the computational domain, three different meshes were created for the two turbulence models: a coarse mesh (278887 cells), a medium mesh (491867 cells) and a fine mesh (887910 cells), where it was confirmed that the solution of the medium mesh is independent for both models. Finally, through the comparisons that were made, it was concluded that the *SST* model is the most suitable model for this type of systems.

Keywords: CFD. Heat exchanger. Tube and shell. ANSYS. Simulation.

Lista de ilustrações

Figura 1 – Classificação geral dos trocadores de calor	17
Figura 2 – Esquema típico de um TCCT a contra-fluxo (um passe no casco e um passe nos tubos)	18
Figura 3 – Fator de transferência de calor do lado do casco	24
Figura 4 – Coeficiente de pressão tri-dimensional na superfície de um avião de combate genérico. $M_\infty = 0,85$, ângulo de ataque = 10° , ângulo de guinada = 30°	26
Figura 5 – Evolução e perspectiva dos processadores computacionais	26
Figura 6 – Foto de um escoamento turbulento mostrando as escalas de turbulência	31
Figura 7 – Medição da velocidade média no tempo U com um componente flutuante $u'(t)$	32
Figura 8 – Solução de um escoamento turbulento pelo método DNS, LES e RANS.	33
Figura 9 – Distribuição típica da velocidade e tensão cisalhante no escoamento turbulento próximo a parede	37
Figura 10 – Distribuição da velocidade adimensional vs. a distância adimensional da parede	39
Figura 11 – Modelagem perto da parede	39
Figura 12 – Bancada de trocadores de calor TQ-TD360	41
Figura 13 – Trocador de calor casco e tubo TD360C	42
Figura 14 – Gráfico das temperaturas experimentais	43
Figura 15 – Geometria do TCCT	44
Figura 16 – Corpos molhados do sistema	45
Figura 17 – Vista da malha do trocador de um corte no plano xy	46
Figura 18 – Exemplo de um escoamento usando diferentes esquemas de discretização	49
Figura 19 – Resíduos da solução do modelo SST	50
Figura 20 – Resíduos da solução do modelo $k-\varepsilon$	50
Figura 21 – Monitores das temperaturas de saída dos domínios fluidos do modelo SST	51
Figura 22 – Monitores das temperaturas de saída dos domínios fluidos do modelo $k-\varepsilon$	51
Figura 23 – Perfis locais de temperatura do modelo SST	52
Figura 24 – Perfis locais de velocidade do modelo SST	52
Figura 25 – Perfis locais de temperatura do modelo $k-\varepsilon$	53
Figura 26 – Perfis locais de velocidade do modelo $k-\varepsilon$	53
Figura 27 – Comparação das temperaturas de saída	54
Figura 28 – Comparação dos coeficientes de transferência de calor	55
Figura 29 – Comparação da queda de pressão	55

Figura 30 – Contornos de temperatura do trocador num corte no plano XY (Modelo SST)	56
Figura 31 – Contornos de temperatura do trocador num corte no plano XY (Modelo $k-\varepsilon$)	56
Figura 32 – Contornos de temperatura do trocador num corte no plano XZ (Modelo SST)	57
Figura 33 – Contornos de temperatura do trocador num corte no plano XZ (Modelo $k-\varepsilon$)	57
Figura 34 – Distribuição da velocidade nas linhas de escoamento no lado dos tubos (SST)	58
Figura 35 – Distribuição da velocidade nas linhas de escoamento no lado dos tubos ($k-\varepsilon$)	58
Figura 36 – Distribuição da velocidade nas linhas de escoamento no lado do casco (SST)	59
Figura 37 – Distribuição da velocidade nas linhas de escoamento no lado do casco ($k-\varepsilon$)	59
Figura 38 – Vetores de velocidade no casco com os possíveis lugares de recirculação (SST)	60
Figura 39 – Vetores de velocidade no casco com os possíveis lugares de recirculação ($k-\varepsilon$)	60
Figura 40 – Perfis de temperatura ao longo dos tubos (SST)	61
Figura 41 – Perfis de temperatura ao longo dos tubos ($k-\varepsilon$)	61

Lista de tabelas

Tabela 1	–	Classificação dos modelos de viscosidade turbulenta	34
Tabela 2	–	Constantes do modelo $k-\varepsilon$	35
Tabela 3	–	Constantes do modelo $k-\omega$	36
Tabela 4	–	Resultados experimentais para a configuração de contra-fluxo	43
Tabela 5	–	Resumo das medidas mais importantes do trocador	45
Tabela 6	–	Métricas de qualidade da malha grosseira	47
Tabela 7	–	Propriedades físicas dos sólidos	47
Tabela 8	–	Domínios do sistema	48
Tabela 9	–	Condições de contorno	48

Lista de abreviaturas e siglas

CAD	<i>Computer Aided Design</i> / Desenho Assistido por Computador
CEASB	Centro de Estudos Avançados de Segurança de Barragens
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i> / Dinâmica dos Fluidos Computacional
DM	<i>Design Modeler</i>
DNS	<i>Direct Numerical Solution</i> / Solução Numérica Direta
EDP	Equações Diferenciais Parciais
FDM	<i>Finite Difference Method</i> / Método das diferenças finitas
FEM	<i>Finite Element Method</i> / Método dos elementos finitos
FVM	<i>Finite Volume Method</i> / Método dos volumes finitos
IAPWS	<i>International Association for the Properties of Water and Steam</i> / Associação Internacional para as Propriedades da Água e do Vapor
ILATIT	Instituto Latino-americano de Território, Infraestrutura e Tecnologia
LES	<i>Large Eddy Simulation</i>
LMTD	<i>Logarithmic Mean Temperature Difference</i> / Diferença da Temperatura Média Logarítmica
RANS	<i>Reynolds Averaged Navier-Stokes Methods</i> / Método da decomposição Média de Reynolds
SST	<i>Shear Stress Transport</i> / Transporte de tensão de cisalhamento
TCC	Trabalho de Conclusão de Curso
TCCT	Trocador de Calor de Casco e Tubo
UNILA	Universidade Federal da Integração Latino-americana

Lista de símbolos

Q_i	Taxa de calor da espécie i [W]
$C_{p,i}$	Calor específico da espécie i [J/kg.°C]
m_i	Massa da espécie i [kg]
T_i	Temperatura da espécie i [°C]
ρ_i	Densidade da especie i [kg/m ³]
U_0	Coefficiente de transferência de calor global [W/m ² .°C]
A_i	Área da espécie i [m ²]
ΔT_{lm}	LMTD [°C]
h_i	Coefficiente de transferência de calor convectivo da espécie i [W/m ² .°C]
λ_i	Condutivade térmica da espécie i [W/m.°C]
d_i	Diâmetro interno do tubo [m]
d_o	Diâmetro externo do tubo [m]
L	Espessura do tubo [m]
Re_i	Número de Reynolds da especie i [-]
μ_i	Viscosidade dinâmica da espécie i [Pa.s]
Nu_i	Número de Nusselt da especie i [-]
\dot{m}_i	Vazão mássica da especie i [kg/s]
N_{tub}	Número de tubos [-]
Pr	Número de Prandtl [-]
T_l	Comprimento do tubo [m]
D_{eq}	Diâmetro equivalente do casco [m]
P_t	Espaçamento entre os tubos [m]
D_s	Diametro interno do casco [m]

B	Número de chicanas [-]
C_t	Espaçamento entre os diâmetros externos dos tubos [m]
J_h	Fator de transferência de calor do lado do casco [-]
ΔP_i	Perda de carga da especie i [Pa]
f_i	Fator de atrito da especie i [-]
v_i	Velocidade média da especie i [m/s]
t	Tempo [s]
\vec{U}	Vetor velocidade [m/s]
p	Pressão estática [Pa]
$\vec{\tau}$	Tensor das tensões viscosas [kg/m.s ²]
\vec{S}_M	Fonte volumétrica de momento [kg/m ² .s ²]
\vec{S}_E	Fonte volumétrica de fluxo de calor [kg/m.s ³]
$\vec{\Phi}$	Termo de dissipação viscosa
\bar{U}_i	Velocidade média no tempo [m/s]
u_i	Componente variante da velocidade no tempo [m/s]
k	Energia cinética turbulenta [m ² /s ²]
μ_t	Viscosidade turbulenta [kg/m.s]
Pr_t	Número de Prandtl turbulento [-]
ε	Taxa de dissipação da energia cinética [m ² /s ³]
ω	Taxa específica de dissipação da energia cinética [1/s]
P_k	Produção de turbulência [kg/m.s ³]
F_i	Blending Function [-]
u^+	Velocidade adimensional [-]
y^+	Distância adimensional da parede [-]
U_{max}	Velocidade do escoamento livre [m/s]
u_τ	Velocidade de atrito [m/s]

y	Distância da parede [m]
τ_w	Tensão de cisalhamento [Pa]
C_f	Coefficiente de atrito [-]
δ	Espessura da camada limite [m]
\dot{V}_i	Vazão volumétrica da espécie i [m ³ /s]
κ	Constante de Karman [-]

Sumário

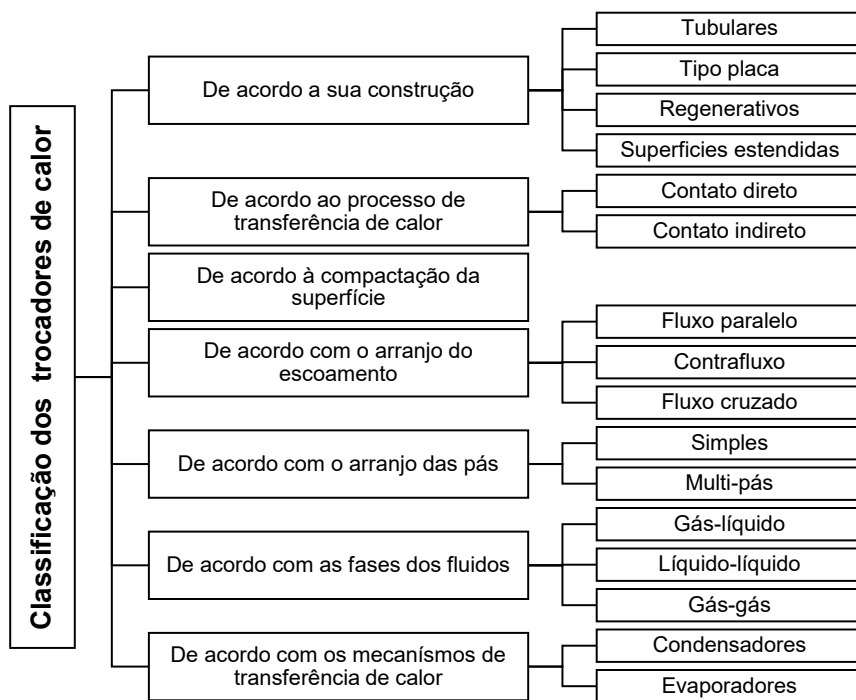
1	INTRODUÇÃO	17
1.1	Justificativa e motivação do trabalho	19
1.2	Objetivos do trabalho	19
1.2.1	Objetivos específicos	20
1.3	Organização do trabalho	20
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	21
2.1	Modelo analítico na avaliação de um TCCT	21
2.1.1	Coeficiente de transferência de calor para o lado dos tubos (h_{tub})	22
2.1.2	Coeficiente de transferência de calor para o lado do casco (h_{casc})	23
2.1.3	Perda de carga no TCCT	24
2.2	CFD e Modelo Matemático	25
2.2.1	Antecedentes históricos do CFD	25
2.2.2	Funcionamento básico de um código comercial de CFD	27
2.2.2.1	Pré-processador	27
2.2.2.2	Solver	28
2.2.2.3	Pós-processador	29
2.2.3	Equações governantes	29
2.2.3.1	Equação da continuidade	29
2.2.3.2	Equação da quantidade de momento	30
2.2.3.3	Equação da energia	30
2.2.4	Turbulência e sua modelagem	31
2.2.5	Modelagem RANS	33
2.2.5.1	Modelo $k-\varepsilon$	35
2.2.5.2	Modelo SST	36
2.2.6	Modelagem próxima da parede	37
3	TESTES EXPERIMENTAIS	41
3.1	Especificação da Bancada experimental	41
3.2	Procedimentos de teste experimental	42
3.3	Resultados experimentais	43
4	SIMULAÇÃO NUMÉRICA	44
4.1	Domínio computacional (Geometria)	44
4.2	Sub-divisão do domínio computacional (Malha ou Mesh)	45
4.3	Condições de Contorno	47

4.4	Esquema de discretização	49
4.5	Critérios de convergência	50
4.6	Independência de malha	52
4.6.1	Características do equipamento usado na simulação	53
5	RESULTADOS	54
5.1	Comparação da simulação com os resultados experimentais	54
5.2	Comparação da simulação com os resultados analíticos	55
5.3	Plotagem dos resultados obtidos na simulação	56
6	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	62
	REFERÊNCIAS	64
	ANEXOS	65
	ANEXO A – PLANTAS CONSTRUTIVAS DO TCCT	66
	ANEXO B – TUTORIAL	72
B.1	Instalação	72
B.2	Preparação da Área de Trabalho (<i>Workbench</i>)	73
B.3	Geometria	73
B.4	Malha	74
B.5	<i>Setup</i>	77
B.6	<i>Solver</i>	83

1 Introdução

Os trocadores de calor são um dos equipamentos mais usados nos processos industriais. Eles são usados para transferir energia térmica (entalpia) entre dois ou mais fluidos que se encontram em diferentes temperaturas, por meio de uma superfície sólida ou partículas sólidas, e que geralmente não se misturam (SHAH; SEKULIÉ, 2003). Uma classificação geral deles é mostrada na figura 1.

Figura 1 – Classificação geral dos trocadores de calor



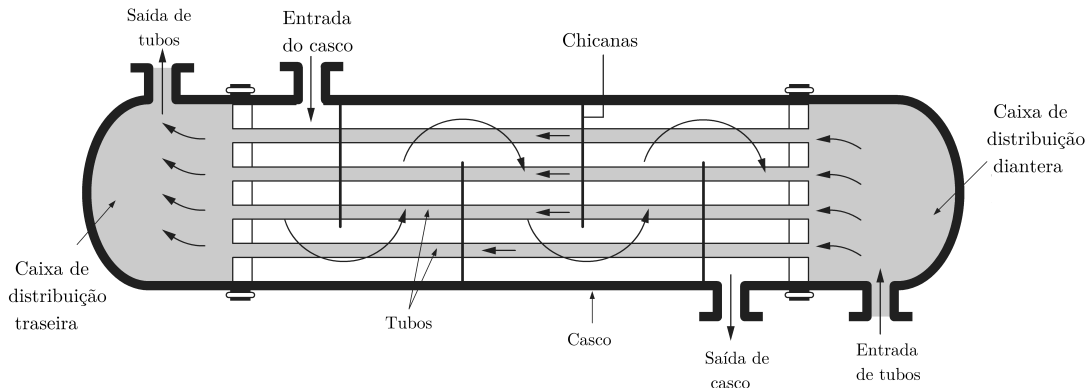
Fonte – Adaptado de Shah e Sekulié (2003)

Dentre todos os tipos, os trocadores de calor de casco e tubo (TCCT) são os mais usados nos processos industriais (mais de 90%). Geralmente, eles são a primeira escolha devido a que existem procedimentos bem estabelecidos para projetá-los e fabricá-los a partir de uma grande variedade de materiais, além de fornecer muitos anos de serviço satisfatório. Eles são produzidos na mais ampla variedade de tamanhos e estilos, e virtualmente não há limite na temperatura e pressão de operação (THULUKKANAM, 2013).

Segundo Çengel e Ghajar (2011), os TCCT são caracterizados por conter um grande número de tubos acondicionados num casco (chegando a várias centenas deles) com seus respectivos eixos paralelos ao do casco. Neles, a transferência de calor ocorre quando um fluido escoar no interior dos tubos, enquanto o outro fluido escoar fora deles, através do casco. Geralmente, no casco são colocadas chicanas, para forçar o fluido do lado do casco a escoar através dele, aumentando a transferência de calor e mantendo a uniformidade

do espaçamento entre os tubos. Esses trocadores ainda são classificados de acordo com o número de passes envolvidas no casco e nos tubos, assim como também de acordo ao arranjo do escoamento, paralelo ou de contrafluxo (figura 2).

Figura 2 – Esquema típico de um TCCT a contra-fluxo (um passe no casco e um passe nos tubos)



Fonte – Adaptado de Çengel e Ghajar (2011)

Diversos métodos têm sido aplicados para avaliar a eficiência e os parâmetros de projeto dos TCCT, sendo que os mais comuns são a efetividade-NUT (ε -NUT) e a diferença de temperatura média logarítmica (LMTD do inglês, *Logarithmic Mean Temperature Difference*). Porém, a aplicação destes métodos está vinculada ao conhecimento de parâmetros como o coeficiente global de transferência de calor e coeficientes convectivos (ÇENGEL; GHAJAR, 2011).

Embora seja relativamente simples estudar os parâmetros no lado dos tubos, é muito mais difícil fazer o mesmo no lado do casco, desta forma, diversos métodos analíticos tem sido estudados para facilitar essa tarefa. Os métodos mais comuns para avaliar os parâmetros do lado do casco são: o Método de Kern e o Método de Bell-Dellaware. O método de Kern é maiormente usado para o desenho preliminar, pois ele gera resultados conservativos. Enquanto o método de Bell-Dellaware é muito mais preciso e pode gerar resultados mais detalhados. Esses métodos podem estimar as debilidades do escoamento no desenho do lado do casco, porém, eles não podem indicar onde que essas debilidades estão localizadas (OZDEN; TARI, 2010).

Portanto, para poder resolver esse problema, a distribuição do escoamento deve ser conhecida e compreendida. Isto pode ser resolvido por meio da experimentação e a elaboração de protótipos, entretanto, nem sempre é possível fazer aquilo devido à parâmetros de funcionamento complicados ou custos altos envolvidos.

É aqui que a ferramenta da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) ganha força em comparação aos métodos analíticos e à experimentação. Um dos objetivos primordiais dessa ferramenta é a redução do número de experimentos e a exploração de fenômenos

que não poderiam ser estudados em laboratório. Nesta abordagem, os parâmetros do escoamento como geometria, temperatura, velocidade e pressão, podem ser alterados facilmente até que o modelo construído atenda às exigências do projeto.

Para isto, existem vários códigos comerciais de CFD disponíveis para estudar os fenômenos de escoamentos e transferencia de calor. Entre os códigos comerciais de CFD melhor estabelecidos temos: o *Ansys-Fluent*, o *Ansys-CFX*, o *PHOENICS* e o *STAR-CD* (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007). A maioria desses códigos precisam de uma licença paga para poder usar todo seu potencial, porém, também podem ser realizados estudos mais simples destes fenômenos usando uma menor qualidade de resolução. No caso do programa usado no presente trabalho, *Ansys-CFX 17.2*, a limitação da resolução é governada pela quantidade de células permitidas para discretizar o domínio computacional na simulação (512000 células).

Desta forma, no presente trabalho será apresentada uma metodologia para realizar um estudo de CFD de um pequeno TCCT a contrafluxo em regime permanente, com um passe nos tubos e um passe no casco, usando a licença estudantil do *Ansys-CFX 17.2*.

1.1 Justificativa e motivação do trabalho

Geralmente no Brasil, a abordagem de CFD está restrita à pós-graduação, e a informação disponível para facilitar o uso do CFD como uma abordagem prática no mundo real é muito escassa. Essa informação encontra-se, principalmente, em inglês e é muito difícil de ser compreendida, pois são abordados aspectos muito específicos, e geralmente não é dada uma visão geral da ferramenta. Em parte, isto é devido ao custo das licenças necessárias para usar os códigos comerciais de CFD mais difundidos, porém, na atualidade existem várias empresas, como é o caso do *Ansys*, que facilitam o acesso aos estudantes para aprenderem a usar seus códigos de CFD. Nesse sentido, a motivação do presente trabalho consistiu em apresentar uma metodologia para avaliar os parâmetros principais de um pequeno TCCT, explicando os principais métodos usados. Além disso, esta metodologia poderia ser aplicada em outros sistemas similares. Finalmente, no anexo B é apresentado um tutorial, passo a passo, de um dos casos estudados para que qualquer estudante possa replicar e obter os resultados apresentados neste trabalho.

1.2 Objetivos do trabalho

O presente trabalho tem como objetivo principal apresentar uma metodologia para realizar um estudo de CFD simples de um pequeno TCCT, através da simulação numérica baseada em computador. Para alcançar este objetivo foram definidos um conjunto de objetivos específicos relacionados a seguir.

1.2.1 Objetivos específicos

- Apresentar uma introdução ao mundo do CFD e suas equações envolvidas.
- Modelar os escoamento dentro do TCCT usando os dois modelos de turbulência mais difundidos para esse tipo de problema.
- Validar os modelos numéricos comparando os resultados obtidos com o análise experimental e o análise teórico.
- Apresentar um tutorial passo a passo de um dos casos estudados.

1.3 Organização do trabalho

O presente trabalho encontra-se dividido em seis capítulos. O capítulo 1 contém a introdução do trabalho, onde é dada uma visão geral dele, a justificativa, a motivação e os objetivos propostos para sua realização.

No capítulo 2, é apresentada uma revisão bibliográfica relacionada com um método analítico para validar a simulação numérica e a teoria do método computacional implementado, passando por um breve histórico da dinâmica dos fluidos computacional, modelo matemático e o desenvolvimento das equações de transporte para os modelos de turbulência.

O capítulo 3 contém a especificação da bancada experimental, os procedimentos realizados e resultados experimentais obtidos para validar a simulação.

No capítulo 4 é mostrada a metodologia aplicada para realizar a simulação numérica com às hipóteses e simplificações adotadas.

No capítulo 5, apresentam-se as os resultados obtidos da simulação numérica, comparando os resultados de cada modelo de turbulência com resultados do ensaio experimental e dos modelos analíticos.

Finalmente, no Capítulo 6, apresentam-se as conclusões gerais obtidas, além das recomendações para trabalhos futuros.

2 Revisão bibliográfica

2.1 Modelo analítico na avaliação de um TCCT

A transferência de calor é considerada como um processo básico em todas as atividades industriais. Durante este processo, um sistema numa temperatura maior transfere sua energia na forma de calor para outro sistema que está numa temperatura menor. Esse calor pode ser transferido através de vários mecanismos: condução, convecção e radiação (SHAH; SEKULIĆ, 2003).

No caso dos TCCT, o calor do fluido quente que passa pelos tubos é transferido para a parede por condução e, a partir da parede, para o fluido frio do casco novamente por convecção. Aqui, os efeitos de radiação são insignificantes comparados com os outros, e geralmente, eles são incluídos no coeficiente de transferência de calor global (ÇENGEL; GHAJAR, 2011).

O balanço de energia de um trocador de calor pode ser generalizado pelas seguintes equações:

$$Q_q = m_q C_{p,q} (T_{q,ent} - T_{q,sai}) \quad \text{e} \quad (2.1)$$

$$Q_f = m_f C_{p,f} (T_{f,ent} - T_{f,sai}) \quad , \quad (2.2)$$

onde Q é o calor, T é a temperatura, m a massa e C_p é o calor específico dos fluidos, em que o subscrito q refere-se ao fluido quente, e o subscrito f ao fluido frio.

Se desprezarmos as perdas de energia para o ambiente e por incrustações, podemos assumir que o calor ganho pelo fluido frio é igual ao calor perdido pelo fluido quente, e portanto, podemos reescrever as equações (2.1) e (2.2) como:

$$Q_q = Q_f = Q = U_o A \Delta T_{lm} \quad , \quad (2.3)$$

onde U_o é o coeficiente de transferência de calor global, A é a área de transferência de calor, e ΔT_{lm} é diferença de temperatura média logarítmica (LMTD).

A LMTD é calculada para estimar a temperatura média através do trocador e quanto maior o valor, melhor será a transferência de calor. Para um escoamento a contrafluxo podemos escrevê-la como (ÇENGEL; GHAJAR, 2011):

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{q,ent} - T_{f,sai}) - (T_{q,sai} - T_{f,ent})}{\ln((T_{q,ent} - T_{f,sai}) / (T_{q,sai} - T_{f,ent}))} \quad , \quad (2.4)$$

Um dos parâmetros mais importantes na hora de avaliar um trocador de calor é o coeficiente de transferência de calor global (U_o). Ele informa quão bom é a transferência de calor no trocador, e no caso dos TCCT, pode ser expressado como (ÇENGEL; GHAJAR, 2011):

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_{tub} A_i} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi\lambda_{tub}L} + \frac{1}{h_{casc} A_o} \quad , \quad (2.5)$$

onde d_i e d_o são o diâmetro interno e externo do tubo respectivamente, A_i e A_o são a área interna e externa da transferência de calor do tubo respectivamente, λ_{tub} é a condutividade do material do tubo, L é a espessura do tubo e h_{tub} e h_{casc} são os coeficientes de transferência de calor do tubo e do casco respectivamente.

Esses coeficientes de transferência de calor requerem uma atenção especial, pois existem vários métodos para poder estimá-los, e uma forma é o uso do método de Kern. Este método é usado para estimar as variáveis mais importantes dos TCCT.

2.1.1 Coeficiente de transferência de calor para o lado dos tubos (h_{tub})

O coeficiente de transferência de calor dentro dos tubos dependem do regime de escoamento do fluido no seu interior e das dimensões dos tubos. Desta forma, Kern (1950) propôs uma metodologia para estimar seu valor nos tubos, e é descrita a seguir.

O primeiro parâmetro a ser calculado no lado dos tubos é o número de Reynolds descrito como:

$$Re_{tub} = \frac{\dot{m}_{tub} d_i}{A_{tub} \mu_{tub}} \quad , \quad (2.6)$$

onde \dot{m}_{tub} e μ_{tub} são a vazão mássica e a viscosidade dinâmica do fluido que passa pelos tubos e A_{tub} é área da secção transversal dos tubos. Essa área pode ser calculada como:

$$A_{tub} = \frac{\pi d_i^2 N_{tub}}{4} \quad , \quad (2.7)$$

onde N_{tub} é o número de tubos no trocador.

O número de Reynolds define se o escoamento é turbulento, laminar ou está na transição, através da importância relativa entre as forças inerciais e as forças viscosas. Todos os escoamentos encontrados nas aplicações de engenharia tornam-se turbulentos acima de um certo número de Reynolds. Segundo Çengel e Ghajar (2011) para a maior parte de escoamentos internos, o escoamento é laminar se $Re < 2300$, é completamente turbulento se $Re > 10000$ e está na transição se o valor de Re está entre esses dois valores.

O seguinte parâmetro a ser calculado é o número de Nusselt, que é uma grandeza bastante utilizada na determinação do coeficiente de transferência de calor. Ele representa a razão entre a transferência de calor de um fluido em movimento e um fluido em repouso. Para um escoamento turbulento ($Re > 2300$) em tubos pequenos e lisos, o número de Nusselt pode ser obtido usando a seguinte equação (KERN, 1950):

$$Nu_{tub} = 0,036 Re_{tub}^{0,8} Pr^{1/3} \left(\frac{d_i}{T_l} \right)^{0,055}, \quad (2.8)$$

onde T_l é o comprimento do tubo e Pr é o número de Prandtl do fluido que passa pelos tubos. Desta forma, usando a definição do número de Nusselt pode ser calculado o coeficiente de transferência de calor no lado dos tubos como:

$$h_{tub} = \frac{Nu_{tub} \lambda_f}{d_i}, \quad (2.9)$$

onde λ_f é a condutividade do fluido que passa pelos tubos.

2.1.2 Coeficiente de transferência de calor para o lado do casco (h_{casc})

Da mesma forma, Kern (1950) propôs uma metodologia para o coeficiente de transferência de calor no lado do casco, e é descrita a seguir.

O primeiro parâmetro a ser calculado é o número de Reynolds que nesse caso é dado por:

$$Re_{casc} = \frac{\dot{m}_{casc} D_{eq}}{A_{casc} \mu_{casc}}, \quad (2.10)$$

onde \dot{m}_{casc} e μ_{casc} são a vazão mássica e a viscosidade dinâmica do fluido que passa pelo casco, A_{casc} é a área da secção transversal do casco e D_{eq} é o diâmetro equivalente do casco. Segundo Palen e Taborek (1969), se o número de Reynolds no casco for maior que 100 o escoamento encontra-se na transição ou é turbulento, e se é inferior a esse valor é laminar.

Para um arranjo triangular o diâmetro equivalente é dado por (KERN, 1950):

$$D_{eq} = \frac{8 \left(\frac{\sqrt{3}P_t^2}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8} \right)}{\pi d_o}, \quad (2.11)$$

onde P_t é o espaçamento entre os tubos. Da mesma forma, a área da secção transversal do casco é obtida como:

$$A_{casc} = \frac{D_s C_t B}{P_t}, \quad (2.12)$$

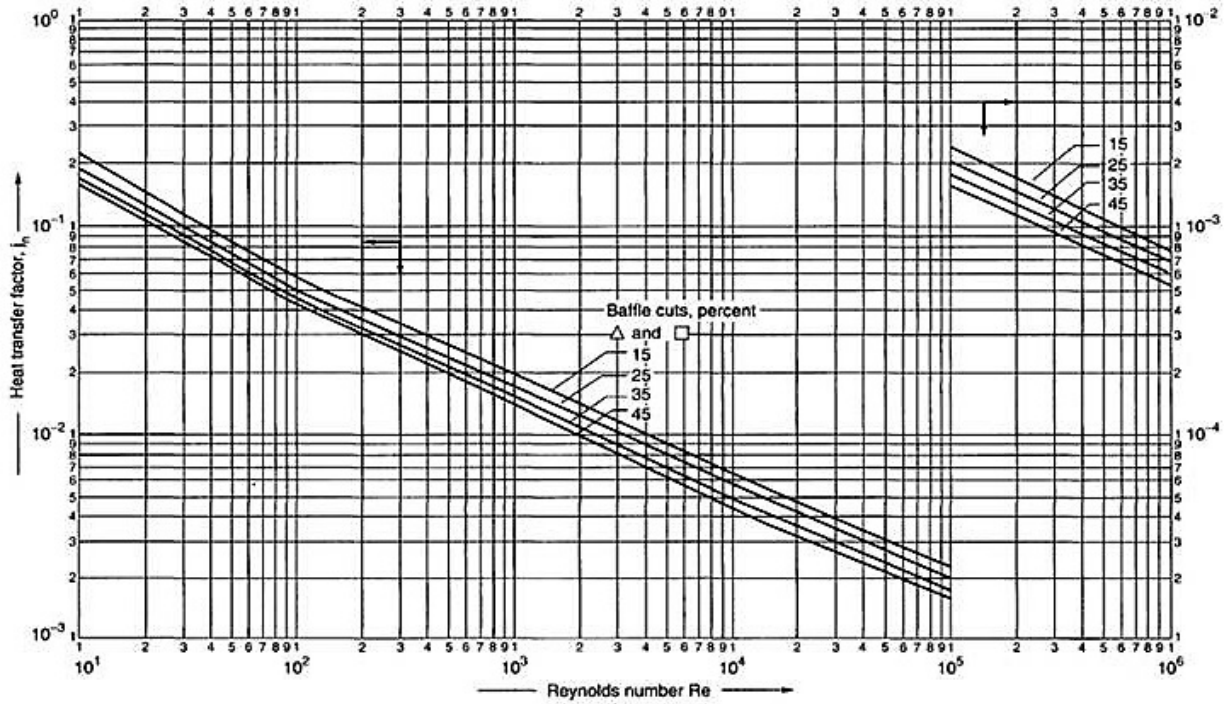
onde D_s é o diâmetro interno do casco, C_t é o espaço entre os diâmetros externos dos tubos e B é o espaçamento entre as chicanas.

Quando as chicanas são perpendiculares ao casco e o dividem em segmentos iguais, o número de Nusselt pode ser calculado usando a seguinte relação (KERN, 1950):

$$Nu = J_h Re_{casc} Pr^{1/3}, \quad (2.13)$$

onde J_h é o fator de transferência de calor do lado do casco para defletores segmentares que pode ser obtido do gráfico da figura 3. Finalmente, o coeficiente de transferência de calor no casco pode ser obtido usando a equação (2.9), com a devida modificação das variáveis para o caso.

Figura 3 – Fator de transferência de calor do lado do casco



Fonte – Kern (1950)

2.1.3 Perda de carga no TCCT

A perda de carga ou queda de pressão nos tubos pode ser calculada usando a seguinte relação (KERN, 1950):

$$\Delta P_{tub} = 2 \left(\frac{f_{tub} T_l}{d_i} + 1 \right) \rho v_{tub}^2 \quad , \quad (2.14)$$

onde v_{tub} a velocidade média do escoamento nos tubos e f_{tub} é o coeficiente de atrito nos tubos. Para um escoamento turbulento esse coeficiente pode ser obtido da seguinte relação:

$$f_{tub} = (1,58 \ln(Re_{tub} - 3,28))^{-2} \quad , \quad (2.15)$$

No caso do casco, a perda de carga pode ser estimada pela seguinte relação:

$$\Delta P_{casc} = f_{casc} \frac{D_s}{D_{eq}} (N_b + 1) \frac{1}{2} \rho v_{casc}^2 \quad , \quad (2.16)$$

onde D_s é o diâmetro interno do casco, N_b é o número de chicanas usadas para direcionar o escoamento e f_{casc} é o coeficiente de atrito no casco para escoamento laminar dado por:

$$f_{casc} = \exp(0,576 - 0,19 \ln(Re_{casc})) \quad . \quad (2.17)$$

2.2 CFD e Modelo Matemático

A Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD do inglês, *Computational Fluid Dynamics*) é uma ferramenta que permite analisar e prever sistemas que envolvem escoamento de fluidos, transferência de calor e fenômenos associados, como reações químicas, por meio de simulação numérica baseada em computador. Esta ferramenta é usada amplamente em aplicações industriais e não industriais como: aerodinâmica de aeronaves e veículos, usinas energéticas, turbo-máquinas, processos químicos, engenharia biomédica, entre outros (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

Segundo Anderson (1995), o CFD é a arte de substituir as integrais ou derivadas parciais (segundo o caso), por equações em formas algébricas discretizadas, que por sua vez são resolvidas para obter valores dos campos de escoamento dos fluidos, em pontos discretos no tempo e/ou espaço.

2.2.1 Antecedentes históricos do CFD

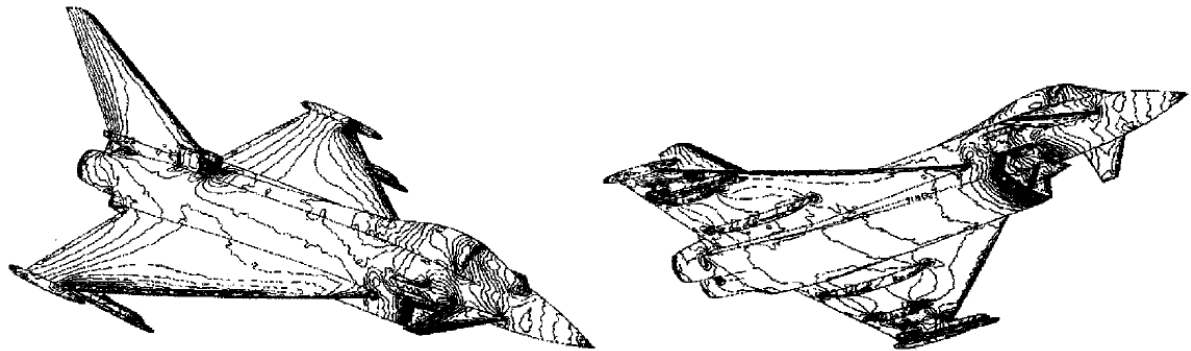
No século XVIII Leonhard Euler publicou as equações que descreveram a conservação da quantidade de movimento e massa de um fluido não viscoso, junto com a teoria potencial. Mais tarde, nas equações de Euler, foi introduzido o termo de transporte viscoso por Claude Louis Navier e George Gabriel Stokes, resultando nas equações de Navier-Stokes, a base da Fluidodinâmica (WHITE, 2011).

Nos séculos seguintes o desenvolvimento teórico da mesma se deu principalmente na Europa. Em 1960 este estudo representava o “mundo de duas abordagens”, a teoria e a experimentação, no entanto, com o advento do computador digital de alta velocidade, combinado com o desenvolvimento de algoritmos numéricos precisos nestes dispositivos, a forma como a fluidodinâmica era estudada foi revolucionada. Desta forma, foi introduzida uma “terceira abordagem”, o CFD (ANDERSON, 1995).

O primeiro trabalho de importância na área foi publicado em 1910, na *Royal Society of London* por Lewis Fry Richardson. O artigo apresentava a primeira solução do Método de Diferenças Finitas (FDM do inglês, *Finite Difference Method*), para a análise de estresse de uma barragem de alvenaria. Por outro lado, o primeiro trabalho usando o Método de Elementos Finitos (FEM do inglês, *Finite Element Method*), foi publicado em 1956 no *Aeronautical Science Journal* por Turner, Clough, Martin and Topp, da análise de estresse de uma aeronave. Desde então, ambos os métodos foram desenvolvidos extensivamente na fluidodinâmica, transferência de calor, e áreas afins (CHUNG, 2002).

Historicamente, o desenvolvimento inicial do CFD nos anos de 1960 e 1970 foi conduzido pelas necessidades da comunidade aeroespacial e aeronáutica, que integraram técnicas de CFD no desenho, pesquisa e desenvolvimento, e fabricação de aeronaves e motores de jato (como pode ser visto em um exemplo genérico na figura 4).

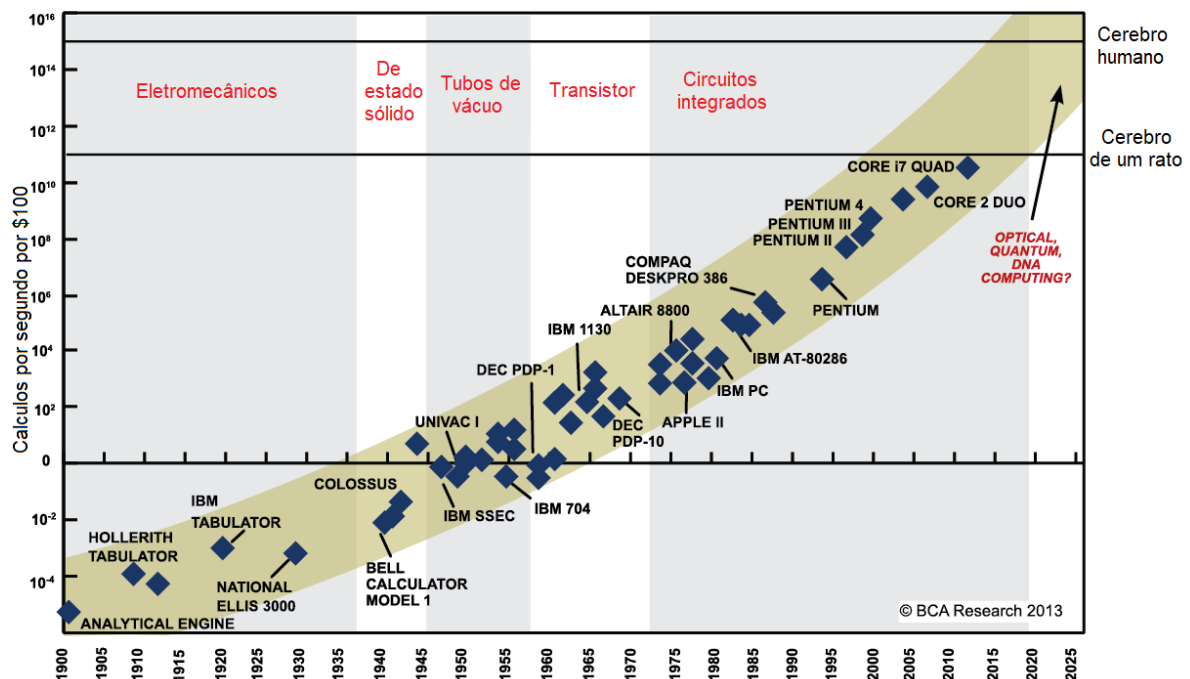
Figura 4 – Coeficiente de pressão tri-dimensional na superfície de um avião de combate genérico. $M_\infty = 0,85$, ângulo de ataque = 10° , ângulo de guinada = 30°



Fonte – Anderson (1995)

Naquela época, a tecnologia (capacidade de armazenamento e velocidade) dos computadores digitais não era suficiente para permitir operar o CFD de forma prática no mundo tridimensional, entretanto, em 1990 essa história mudou substancialmente. O desenvolvimento da capacidade computacional nos últimos anos (como pode ser observado na figura 5), introduziu o CFD numa ampla comunidade industrial com interfaces amigáveis para os usuários (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

Figura 5 – Evolução e perspectiva dos processadores computacionais



Fonte – Adaptado de Kurzweil (2010)

Recentemente, as técnicas de CFD foram aplicadas no desenho de motores de combustão interna, câmaras de combustão das turbinas a gás e fornalhas. Além disso, os

fabricantes de automóveis agora prevêem rotineiramente as forças de arrasto, fluxos de ar submersos e o ar interno do veículo com o CFD (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

Apesar dos impressionantes avanços nos recentes anos, o CFD continua a ser uma ferramenta imperfeita na disciplina, comparativamente madura, da dinâmica dos fluidos. Isto se dá devido, em parte, ao fato de que os computadores terem sido usados amplamente por menos de trinta anos. Portanto, deve ser tratado como uma abordagem para interpretar o problema, e nada mais, pois ele completa a teoria e a experimentação, mas nunca irá substituir nenhum deles (ANDERSON, 1995; CEBECI et al., 2005).

2.2.2 Funcionamento básico de um código comercial de CFD

Para facilitar o acesso ao seu poder de resolução, todos os pacotes de CFD comerciais incluem interfaces de usuário sofisticadas, para inserir os parâmetros do problema e examinar os resultados. Os três elementos principais que todo pacote de CFD contém são: (i) um pré-processador (*pre-processor*), (ii) um solucionador (*solver*) e (iii) um pós-processador (*post-processor*) (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

2.2.2.1 Pré-processador

O pré-processamento consiste na introdução dos parâmetros e a definição do problema físico, com a ajuda da interface gráfica, para a posterior transformação desta informação numa linguagem que o solver possa entender. As atividades que são realizadas no pré-processamento são:

- Definição do domínio computacional ou da região de estudo (geometria);
- Discretização do domínio computacional ou geração da malha (*mesh*);
- Seleção do fenômeno físico ou químico a ser modelado;
- Definição dos domínios e das propriedades dos fluidos e sólidos (segundo o caso);
- Especificação das condições de contorno apropriadas nas células coincidentes ou regiões que tocam a fronteira do domínio e;
- Definição do critério de convergência e os métodos de discretização.

A criação da malha ou discretização do domínio computacional consiste em dividir aquele domínio, em pequenos volumes de controle ou subdomínios não sobrepostos, também conhecidos como elementos de malha. Possibilitando desta forma, que as equações governantes sejam integradas em cada elemento, de forma que as variáveis relevantes, como a massa e a energia, sejam conservadas discretamente.

A precisão da solução de CFD é governada pelo número de elementos da malha. Geralmente, quanto maior o número de elementos, melhor a precisão da solução, porém o tempo ou custo computacional para a resolução do problema é maior. Malhas de boa qualidade geralmente são não-uniformes, ou seja, tem elementos mais finos nas áreas onde grandes variações ocorrem de ponto a ponto e, mais grosseiros em regiões com mudanças relativamente pequenas (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

Antes de configurar e executar uma simulação de CFD, há um estágio de identificação e formulação do problema em termos dos fenômenos físicos e químicos que precisam ser considerados. Algumas das decisões típicas que podem ser tomadas para modelar um problema de CFD, a fim de reduzir o custo computacional sem perder muita informação do ponto de vista de engenharia, são:

- Modelar o sistema em duas dimensões se for possível;
- Aplicar um plano de simetria ou um plano periódico de rotação para reduzir o número de elementos da malha;
- Excluir os efeitos da temperatura ambiente ou variações de pressão;
- Escolher se resolver as equações de turbulência é necessário;
- Negligenciar os efeitos de pequenas bolhas de ar dissolvidas em água;
- Desconsiderar efeitos magnéticos e da gravidade, entre outros.

2.2.2.2 Solver

O solver é encarregado de transformar as informações fornecidas no pré-processamento numa linguagem computacional, para resolver as equações pertinentes usando métodos numéricos iterativos. Atualmente há três métodos distintos de solução numérica: diferenças finitas (FDM), elementos finitos (FEM) e método espectrais. O método mais usado comumente nos códigos comerciais de CFD bem estabelecidos, é o Método dos Volumes Finitos (FVM do inglês, *Finite Volume Method*), uma formulação especial do FDM (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

Em resume, o método consiste nos seguintes passos:

- Integração das equações governantes do escoamento do fluido sobre todos os volumes de controle (finito) do domínio;
- Discretização ou conversão das equações integrais resultantes em um sistema de equações algébricas e;
- Solução das equações algébricas por um método iterativo.

Uma simulação bem sucedida é caracterizada por dois aspectos: a convergência da solução e a independência de malha. A convergência de uma solução é monitorada pelos chamados resíduos (medidas da conservação geral das propriedades de fluxo), que devem ser muito pequenos. Por outro lado, a independência de malha é um procedimento sucessivo de refino de uma malha inicialmente grosseira, até que a variação das variáveis de interesse seja mínima ou nula (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

2.2.2.3 Pós-processador

O pós-processamento, consiste na interpretação dos resultados obtidos com a ajuda de uma interface gráfica. Algumas das ferramentas mais comuns nos códigos comerciais de CFD, para a interpretação destes resultados incluem: a exibição da malha e da geometria do domínio; plotagem do campo de vetores do escoamento; plotagem de contornos sombreados; plotagem de superfícies 2D e 3D; seguimento de partículas, entre outros.

Cabe ao engenheiro discernir se os resultados obtidos são suficientemente precisos ou se estão de acordo com a realidade do problema para a aplicação desejada. Geralmente, para validar os resultados obtidos de uma forma significativa, é necessário produzir dados experimentais do sistema real (o que não é sempre possível) ou usar modelos teóricos (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

2.2.3 Equações governantes

Para encontrar as variáveis inerentes do escoamento de um fluido, as equações da continuidade, da energia e da quantidade de momento, devem ser resolvidas. Esse conjunto de equações é conhecido como as Equações de Navier-Stokes. Essas equações diferenciais parciais foram derivadas no início do século XIX e não têm solução analítica geral conhecida, porém, podem ser discretizadas e resolvidas numericamente.

2.2.3.1 Equação da continuidade

A equação da continuidade descreve a conservação da massa num sistema fechado ou a “continuidade” da mesma através de um sistema aberto, e pode ser escrita da seguinte forma:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{U}) = 0 \quad , \quad (2.18)$$

onde ρ é a densidade do fluido, t é o tempo e \vec{U} é o vetor de velocidade do escoamento.

Desde que é assumido que o escoamento é permanente, a equação (2.18) pode ser reduzida para:

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{U}) = 0 \quad . \quad (2.19)$$

2.2.3.2 Equação da quantidade de momento

A segunda lei de Newton estabelece que: A mudança do momento em todas direções é igual à soma das forças atuando nessas direções. Há dois tipos de forças atuando num elemento de volume finito, as forças volumétricas e as forças superficiais. As forças superficiais incluem a pressão e forças viscosas, e as forças volumétricas incluem a gravidade, forças centrífugas e forças eletromagnéticas (WHITE, 2011).

Desta forma, equação da quantidade de momento numa referência inercial (não aceleradora) é descrita por Batchelor (1967) como:

$$\frac{\partial(\rho \vec{U})}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{U} \otimes \vec{U}) = -\vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \cdot \vec{\tau} + \vec{S}_M \quad , \quad (2.20)$$

em que p é a pressão estática, \vec{S}_M é uma fonte de momento externa ou vetor de força por unidade de volume, que pode ser definida pelo usuário (i.e. a força da gravidade), e $\vec{\tau}$ é o tensor das tensões viscosas. Pela aproximação de Boussinesq (1877) esse tensor é descrito como:

$$\vec{\tau} = \mu \left(\vec{\nabla} \vec{U} + (\vec{\nabla} \vec{U})^T - \frac{2}{3} \delta \vec{\nabla} \cdot \vec{U} \right) \quad , \quad (2.21)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica do fluido e δ é o tensor unitário.

Para um fluido Newtoniano e escoamento em regime permanente a equação da quantidade de momento é reduzida para (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007):

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{U} \otimes \vec{U}) = -\vec{\nabla} p + \vec{\nabla} (\mu \vec{\nabla} \cdot \vec{U}) \quad . \quad (2.22)$$

2.2.3.3 Equação da energia

A energia é apresentada em diferentes formas no escoamento, por exemplo, como energia cinética devida à velocidade e massa do fluido, como energia térmica, e como energia química. A soma de todas estas energias representa a energia total do sistema (primeira lei da termodinâmica). Para escoamentos sub-sônicos ($Mach < 0,3$) a equação da energia é descrita como (ANSYS INC, 2016):

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{U} h) = \vec{\nabla} \cdot (\lambda \vec{\nabla} T) - p \vec{\nabla} \cdot \vec{U} + \vec{\Phi} + \vec{S}_E \quad , \quad (2.23)$$

onde h , T e λ são a entalpia estática, a temperatura e a condutividade térmica do fluido respectivamente; \vec{S}_E é uma fonte de fluxo de calor (i.e. uma reação química); e $\vec{\Phi}$ é o termo de dissipação viscosa, que modela o aquecimento interno por viscosidade no escoamento e é insignificante na maioria dos casos (ANSYS INC, 2016).

Em um regime permanente, sem fontes de fluxo de calor e desprezando o termo de dissipação viscosa a equação (2.23) pode ser escrita como:

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{U} h) = \vec{\nabla} \cdot (\lambda \vec{\nabla} T) - p \vec{\nabla} \cdot \vec{U} \quad . \quad (2.24)$$

Para um domínio sólido a equação (2.24) é modificada para (ANSYS INC, 2016):

$$\frac{\partial(\rho_s h_s)}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho_s \vec{U}_s h_s) = \vec{\nabla} \cdot (\lambda_s \vec{\nabla} T_s) + \vec{S}_E \quad , \quad (2.25)$$

que nesse caso h_s , T_s , ρ_s e λ_s são a entalpia, a temperatura, a densidade e condutividade térmica do sólido, respectivamente; S_E é uma fonte volumétrica opcional de energia (i.e. resistência elétrica), e U_s é o termo que explica o movimento do sólido em relação ao plano de referência.

Em um regime permanente, sem fontes de fluxo de calor, condutividade do sólido constante para o intervalo de temperatura estudado, e estacionário, a equação (2.25) é reduzida para:

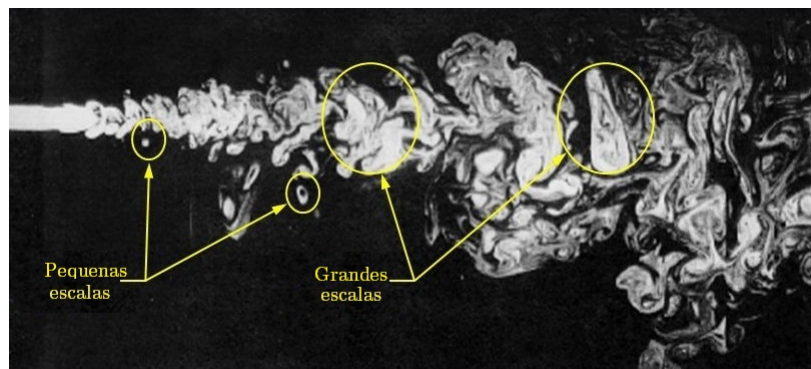
$$\nabla^2 T = 0 \quad . \quad (2.26)$$

2.2.4 Turbulência e sua modelagem

Segundo White (2011), há bastante teoria disponível para analisar o escoamento de um fluido, se desprezarmos efeitos importantes como a viscosidade e a compressibilidade, porém não existe teoria geral, e talvez jamais venha existir. O principal motivo é que o comportamento do fluido sofre uma mudança profunda e instigante, onde o escoamento deixa de ser suave e permanente (laminar) e torna-se flutuante e agitado (turbulento). Essa transição depende de muitos efeitos (i.e., a rugosidade da parede, transferência de calor, etc.), e o parâmetro principal que indica essa transição é número de Reynolds.

A turbulência é um processo complexo, que consiste em flutuações nas propriedades do escoamento no tempo e no espaço, principalmente porque é tri-dimensional, instável, e consiste de várias escalas (um exemplo disto é mostrado na figura 6), e pode ter efeitos significativos nas características do escoamento (ANSYS INC, 2016).

Figura 6 – Foto de um escoamento turbulento mostrando as escalas de turbulência



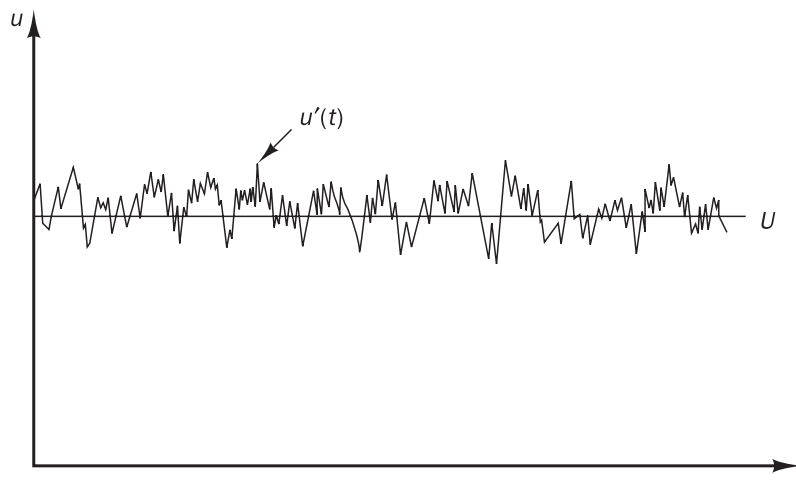
Fonte – ANSYS Inc (2016)

Em princípio, as equações de Navier-Stokes descrevem os escoamentos laminares e turbulentos sem a necessidade de informações adicionais. Entretanto, a resolução de um

escoamento turbulento por Solução Numérica Direta (DNS do inglês, *Direct Numerical Solution*), exige que todas as escalas de turbulência no tempo e no espaço sejam resolvidas, isto é conhecido como um método determinístico. Tais requisitos colocam uma grande demanda nos recursos computacionais, e, apesar de que alguns problemas simples foram resolvidos usando DNS, não é possível abordar problemas práticos na indústria da mesma forma (CHUNG, 2002).

Desde que a turbulência é caracterizada por flutuações aleatórias, métodos estatísticos, em vez de métodos determinísticos, têm sido estudado extensivamente. Nesta abordagem, uma média no tempo das variáveis é realizada para separar os valores médios das flutuações (um exemplo disso pode ser evidenciado na figura 7).

Figura 7 – Medição da velocidade média no tempo U com um componente flutuante $u'(t)$

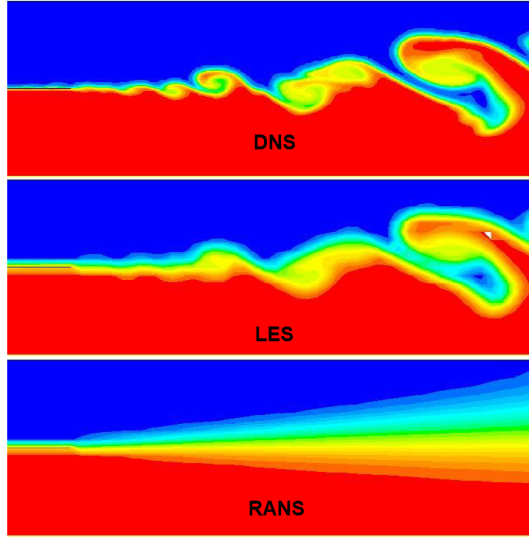


Fonte – Versteeg e Malalasekera (2007)

Isto resulta em novas variáveis desconhecidas nas equações governantes, e, portanto, equações adicionais são introduzidas para fechar o sistema. Segundo Chung (2002), este processo é conhecido como a decomposição Média de Reynolds ou métodos RANS (*Reynolds averaged Navier-Stokes methods*), onde todas as escalas da turbulência, grandes e pequenas, são modeladas de forma a possibilitar o uso de malhas menos refinadas. Esta é a abordagem mais utilizada em aplicações industriais.

Atualmente, existem vários outros métodos para modelar a turbulência, como é o caso do método LES (*Large Eddy Simulation*), que tem se tornado popular nos últimos anos. Aqui, as escalas grandes da turbulência são resolvidas e as escalas pequenas são modeladas, entretanto, os requerimentos de refino de malha são maiores em comparação aos métodos RANS. Na figura 8 é mostrada uma comparação das soluções obtidas para um escoamento turbulento usando os métodos DNS, LES e RANS.

Figura 8 – Solução de um escoamento turbulento pelo método DNS, LES e RANS.



Fonte – ANSYS Inc (2016)

Para a maioria das aplicações de engenharia, não é necessário resolver os detalhes das flutuações turbulentas, e sim conhecer como a turbulência afeta o escoamento médio. Portanto, um modelo de turbulência têm que ser aplicável em um amplo conjunto de situações, suficientemente preciso à aplicação desejada, simples e com um custo computacional econômico, como é o caso dos modelos RANS.

2.2.5 Modelagem RANS

Como é descrito anteriormente, a modelagem RANS assume que as variáveis do escoamento podem ser divididas em um componente médio e outro flutuante ou variante no tempo. Por exemplo, a velocidade U_i pode ser dividida em um componente médio, \bar{U}_i , e um componente variante no tempo u_i como:

$$U_i = \bar{U}_i + u_i \quad . \quad (2.27)$$

Esse componente médio é obtido da seguinte forma:

$$\bar{U}_i = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} U_i dt \quad , \quad (2.28)$$

onde Δt é uma escala de tempo que é maior em comparação as escalas das flutuações turbulentas, porém menor que as escalas de tempo nas quais as equações são resolvidas.

Desta forma, as equações (2.19), (2.22) e (2.24) podem ser escritas da seguinte forma (obs.: a barra que denota uma variável média é retirada para facilitar o entendimento das equações, exceto para o produto das variáveis flutuantes):

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j) = 0 \quad , \quad (2.29)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial U}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \overline{u_i u_j}) \quad \text{e} \quad (2.30)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j h) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \overline{u_j \varphi}) \quad , \quad (2.31)$$

onde os últimos termos extras nas equações (2.30) e (2.31) são conhecidos como Tensores de Reynolds ou *Reynolds Stresses*, e Fluxos de calor turbulento respectivamente. Esses termos descrevem as flutuações causadas pela turbulência nas equações de transporte (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

Uma forma de interpretar esses termos é a aproximação de Boussinesq, proposta em 1877. Aqui os Tensores de Reynolds são assumidos como proporcionais às taxas de deformação média e podem ser escritos da seguinte forma:

$$-\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \right) \quad \text{e} \quad (2.32)$$

$$-\rho \overline{u_i \varphi} = \frac{\mu_t}{Pr_t} \left(\frac{\partial h}{\partial x_k} \right) \quad , \quad (2.33)$$

onde μ_t é a viscosidade turbulenta que deve ser modelada; k é a energia cinética turbulenta; δ_{ij} é o operador Delta de Kronecker que é igual a 1 se $i = j$ e 0 se $i \neq j$; e Pr_t é o número de Prandtl turbulento.

Existem dois métodos para fechar o sistema de equações na modelagem RANS: (i) Modelos dos Tensores de Reynolds (RSM do inglês, *Reynolds Stress Models*) e (ii) Modelos da Viscosidade Turbulenta (*Eddy Viscosity Models*), sendo que o segundo é o mais econômico em recursos computacionais. Uma classificação dos modelos de Viscosidade Turbulenta é mostrada na seguinte tabela:

Tabela 1 – Classificação dos modelos de viscosidade turbulenta

No. de equações extra	Nome
Zero	Modelos algébricos
Uma	Modelo Prandtl
	Modelo Spalart-Allmaras
Duas	Modelos $k-\varepsilon$
	Modelos $k-\omega$

Fonte – Versteeg e Malalasekera (2007)

Dos modelos mencionados anteriormente, os recursos computacionais requeridos nos modelos $k-\varepsilon$ e $k-\omega$ são modestos, e é por isso que tem sido amplamente utilizados em aplicações de engenharia durante as últimas três décadas (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

Dada a configuração interna do trocador, no presente trabalho será feita uma comparação entre o modelo $k-\varepsilon$ e o modelo SST (*Shear Stress Transport*, uma variação do modelo $k-\omega$). Estes modelos usam duas equações para fechar o sistema, modelando a energia cinética turbulenta k , sua taxa de dissipação ε , e a taxa de dissipação específica ω .

2.2.5.1 Modelo $k-\varepsilon$

Segundo Versteeg e Malalasekera (2007), o modelo standard $k-\varepsilon$ de Launder e Spalding (1974), é um modelo de duas equações baseado na modelagem da energia cinética turbulenta k , e sua taxa de dissipação ε . Ele assume que a viscosidade turbulenta está ligada à energia cinética turbulenta e a sua taxa dissipação pela seguinte relação:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad , \quad (2.34)$$

onde C_μ é uma constante adimensional.

Os valores de k e ε são obtidos através das seguintes equações (ANSYS INC, 2016):

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon + P_{kb} \quad \text{e} \quad (2.35)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 1} P_{\varepsilon b}) \quad , \quad (2.36)$$

onde $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_ε e σ_k são constantes adimensionais do modelo; P_{kb} e $P_{\varepsilon b}$ representam as forças de empuxo (são desconsideradas se a gravidade é desconsiderada no sistema); e P_k é a produção de turbulência devido às forças viscosas dada por:

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad . \quad (2.37)$$

As constantes adimensionais do modelo são mostradas na tabela 2. Geralmente eles são as mesmas para todos os escoamentos, entretanto, eles podem variar um pouco de um escoamento para outro (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

Tabela 2 – Constantes do modelo $k-\varepsilon$

Constante	C_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	σ_k	σ_ε
Valor	0,09	1,44	1,92	1,00	1,30

Fonte – Adaptado de Versteeg e Malalasekera (2007)

Este modelo nem sempre consegue bons resultados, pois há vários escoamentos que ele não consegue resolver, tais como escoamentos com curvaturas, *swirl*, jatos axi-simétricos, com separação de camada limite e com mudanças abruptas. No entanto, ele é útil para muitos outros escoamentos na engenharia (i.e., escoamentos externos) porque é simples, robusto e barato computacionalmente (ANSYS INC, 2016).

2.2.5.2 Modelo SST

Segundo Versteeg e Malalasekera (2007), o modelo SST de Meter (1992) é uma mistura do modelo $k-\varepsilon$ e o modelo $k-\omega$, apresentando uma transição suave entre eles. Ele consegue ter um tratamento robusto e preciso próximo à parede (característica do modelo $k-\omega$) assim como também para regiões afastadas dela (característica do modelo $k-\varepsilon$), mais ainda pode ser ruim para escoamentos com forte curvatura.

As variáveis, k e ω , podem ser obtidas como (ANSYS INC, 2016):

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta^* \rho k \omega + P_{kb} \quad \text{e} \quad (2.38)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha_2 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_2 \rho \omega^2 + (1 - F_1) \frac{2\rho}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + P_{\omega b} \quad , \quad (2.39)$$

onde β^* , σ_k , $\sigma_{\omega 1}$, $\sigma_{\omega 2}$, α_2 , β_2 são as constantes adimensionais do modelo; P_{kb} e $P_{\omega b}$ representam as forças de empuxo; F_1 é uma função chamada *blending function*; e nesse caso a viscosidade turbulenta é modificada para incluir os efeitos das tensões de cisalhamento como:

$$\mu_t = \frac{\alpha_1 \rho k}{\max(\alpha_1 \omega, S F_2)} \quad , \quad (2.40)$$

onde α_1 é outra constante adimensional e F_2 outra *blending function*. As constantes desse modelo são mostradas na tabela 3.

Tabela 3 – Constantes do modelo $k-\omega$

Constante	β^*	σ_k	$\sigma_{\omega 1}$	$\sigma_{\omega 2}$	α_1	α_2	β_2
Valor	0,09	1,0	2,0	1,17	0,555	0,44	0,083

Fonte – Adaptado de Versteeg e Malalasekera (2007)

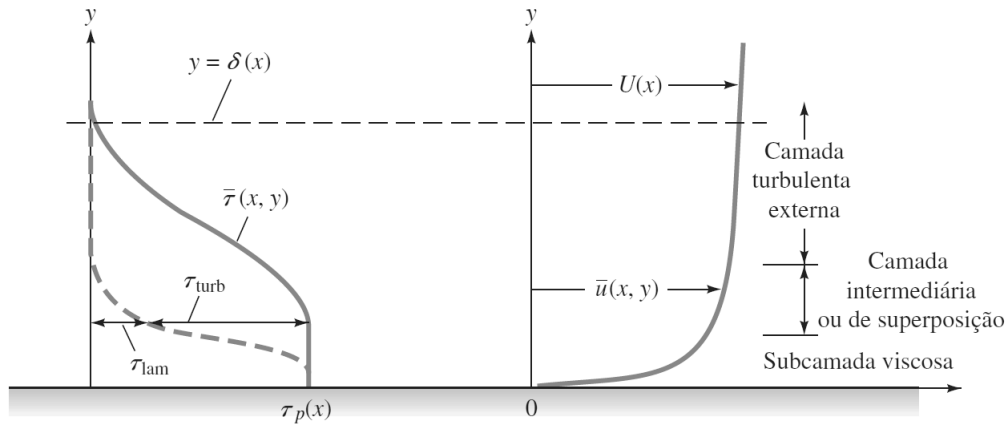
O valor das *blending function* do modelo SST, depende da distância das paredes. Perto das paredes, na subcamada viscosa, essa função é igual a 1, e só o modelo $k-\omega$ é usado, enquanto nas regiões afastadas da parede essa função é igual a 0, e só é usado o modelo $k-\varepsilon$ (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

2.2.6 Modelagem próxima da parede

Devido à presença de paredes, o comportamento e as escalas de turbulência dos escoamentos perto das paredes são consideravelmente diferentes dos escoamentos livres. O efeito da modelagem desses escoamentos afeta consideravelmente a confiabilidade da solução, porque as paredes são a principal causa de vorticidade e turbulência. Isto ocasiona grandes gradientes das variáveis, tais como a velocidade, pressão e temperatura, assim como incrementos ou decrescimentos súbitos das outras variáveis (CEBECI et al., 2005).

No escoamento turbulento, a região perto da parede (camada limite turbulenta) pode ser dividida em três subcamadas: (i) a subcamada viscosa, (ii) a camada intermediária, e (iii) a camada turbulenta externa (isto pode ser evidenciado na figura 9). Na subcamada viscosa, a tensão viscosa é dominante e o escoamento é laminar. O contrário ocorre na camada externa, onde a tensão turbulenta passa a ser predominante. Entretanto, na camada intermediária ou de superposição, tanto os efeitos da tensão laminar quanto a turbulenta são importantes (WHITE, 2011).

Figura 9 – Distribuição típica da velocidade e tensão cisalhante no escoamento turbulento próximo a parede



Fonte – White (2011)

Segundo White (2011), na subcamada viscosa, a velocidade é independente da espessura da parede, e pelo análise dimensional, pode-se escrever da seguinte forma:

$$u^+ = \frac{U}{u_\tau} = f\left(\frac{\rho u_\tau y}{\mu}\right) = f(y^+), \quad \text{em que} \quad u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}, \quad (2.41)$$

onde u^+ é a velocidade adimensional; y^+ a distância adimensional da parede, u_τ é denominada a velocidade de atrito, y é a distância até a parede e τ_w é a tensão de cisalhamento da parede. Esta equação é conhecida como a lei de parede.

A tensão de cisalhamento da parede pode ser calculada como (WHITE, 2011):

$$\tau_w = \frac{1}{2} C_f \rho U^2, \quad (2.42)$$

onde C_f é o coeficiente de atrito. Para escoamentos internos ele pode ser escrito da seguinte forma:

$$C_f = 0,079 Re^{-0,25} \quad . \quad (2.43)$$

Por outro lado, na camada externa a velocidade é independente da viscosidade molecular, e, pelo análise dimensional ela é dada como:

$$\frac{U_{max} - U}{u_\tau} = g\left(\frac{y}{\delta}\right) \quad , \quad (2.44)$$

onde U_{max} é a velocidade da corrente livre e δ é a espessura da camada limite. Esse equação é conhecida como a lei da diferença de velocidade.

Em 1937, Milikan mostrou que as equações (2.41) e (2.44) devem superpor-se suavemente na camada intermediária, quando a velocidade varia logaritmicamente com y da seguinte forma (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007):

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + B = \frac{1}{\kappa} \ln\left(\frac{\rho u_\tau y}{\mu}\right) + B \quad , \quad (2.45)$$

onde $\kappa \approx 0,4$ é a constante de Von Kármán e $B \approx 5,5$ para paredes lisas. Esta equação é conhecida como a lei logarítmica da camada intermediária.

Da mesma forma, em problemas com transferência de calor e pelo análise adimensional, a temperatura pode ser escrita como (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007):

$$T^+ = \frac{T_w - T}{T_\tau} \quad , \quad (2.46)$$

onde T_w é a temperatura da parede; e T_τ é a temperatura turbulenta definida como:

$$T_\tau = \frac{q_w}{\rho C_p u_\tau} \quad , \quad (2.47)$$

em que q_w é o fluxo de calor através da parede. Na região da subcamada viscosa essa temperatura é expressada em função do número de Prandtl do fluido como:

$$T^+ = Pr y^+ \quad . \quad (2.48)$$

Na região da camada intermediária a temperatura adimensional é calculada como (ANSYS INC, 2016):

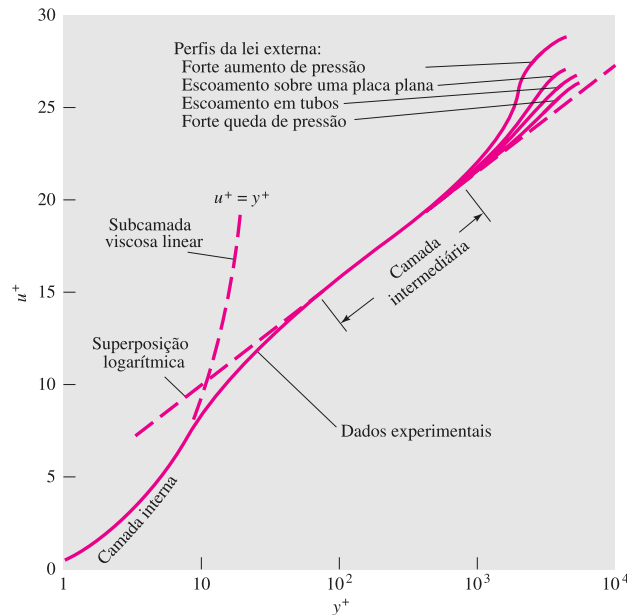
$$T^+ = Pr_t \left[\frac{1}{\kappa} \ln(E y^+) + P \right] \quad , \quad (2.49)$$

onde Pr_t é igual a 0,9 para água; E é uma constante experimental igual a 9,793; e P é descrita como:

$$P = 9,24 \left[\left(\frac{Pr}{Pr_t} \right)^0,75 - 1 \right] \left[1 + 0,28 e^{-0,007 \left(\frac{Pr}{Pr_t} \right)} \right] \quad . \quad (2.50)$$

As equações (2.41), (2.44), (2.45), (2.48) e (2.50) são conhecidas como funções de parede. Através de raciocínios dimensionais e discernimento físico, pode ser inferido um gráfico da velocidade adimensional do escoamento, em função da distância adimensional até a parede como é mostrado na figura 10.

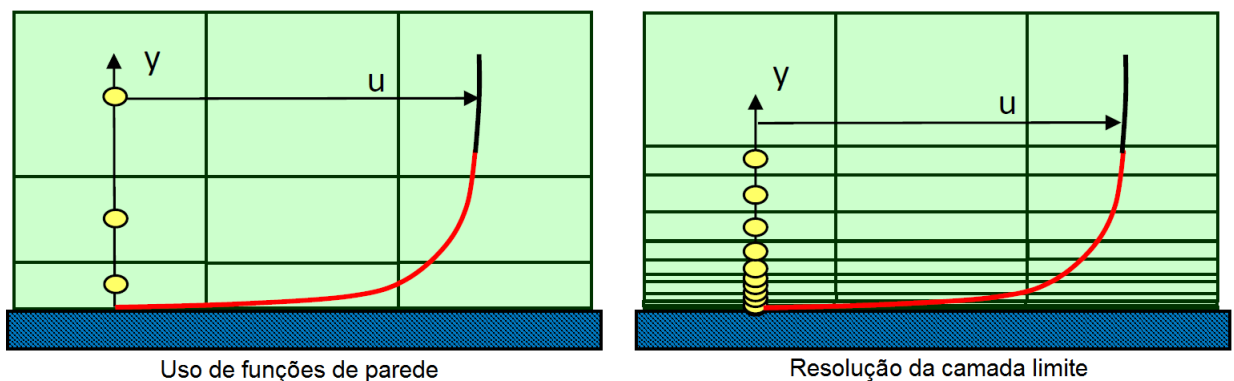
Figura 10 – Distribuição da velocidade adimensional vs. a distância adimensional da parede



Fonte – White (2011)

A solução da região próxima da parede pode ser conseguida através da resolução total da camada limite. Geralmente, esta abordagem requer uma malha muito refinada perto da parede, para poder capturar todos os efeitos da camada limite. Entretanto, existe outra abordagem, a modelagem pelo uso das funções de parede, onde a região mais interna afetada pela viscosidade não é resolvida. Isto reduz significativamente o esforço computacional requerido, pois é requerida uma menor quantidade de elementos de malha próximo a parede (um exemplo disto é mostrado na figura 11) (ANSYS INC, 2016).

Figura 11 – Modelagem perto da parede



Fonte – Adaptado de ANSYS Inc (2016)

Tanto o modelo $k-\varepsilon$ quanto o modelo SST podem usar as funções de parede, entretanto, só o o modelo SST pode resolver a camada limite, pois isto é uma característica do modelo $k-\omega$.

No CFX, o modelo SST tem um tratamento automático da modelagem da parede. Assim como a malha é refinada ele alterna a forma como resolve a parede. Se os vértices adjacentes da malha estão localizados na camada turbulenta fora da camada de superposição ($20 < y^+ < 200$), então são usadas as funções de parede. Entretanto, se o objetivo é a resolução da camada limite, então os vértices adjacentes devem estar dentro da subcamada viscosa ($y^+ < 1$), e deve existir um mínimo de 10 nós a partir dali, com um crescimento máximo de 20% (ANSYS INC, 2016).

O modelo $k-\varepsilon$ não realiza aquela alteração. Aqui os vértices devem estar localizados fora da camada de superposição ($20 < y^+ < 200$). Se a malha é altamente refinada, o primeiro vértice é modificado virtualmente para $y^+ = 11,067$, o que nulifica o aumento de elementos perto da parede (ANSYS INC, 2016).

Devido ao enorme número de elementos requeridos para resolver a camada limite turbulenta e aos recursos computacionais disponíveis, o escoamento do presente trabalho será modelado usando as funções de parede ($y^+ > 30$).

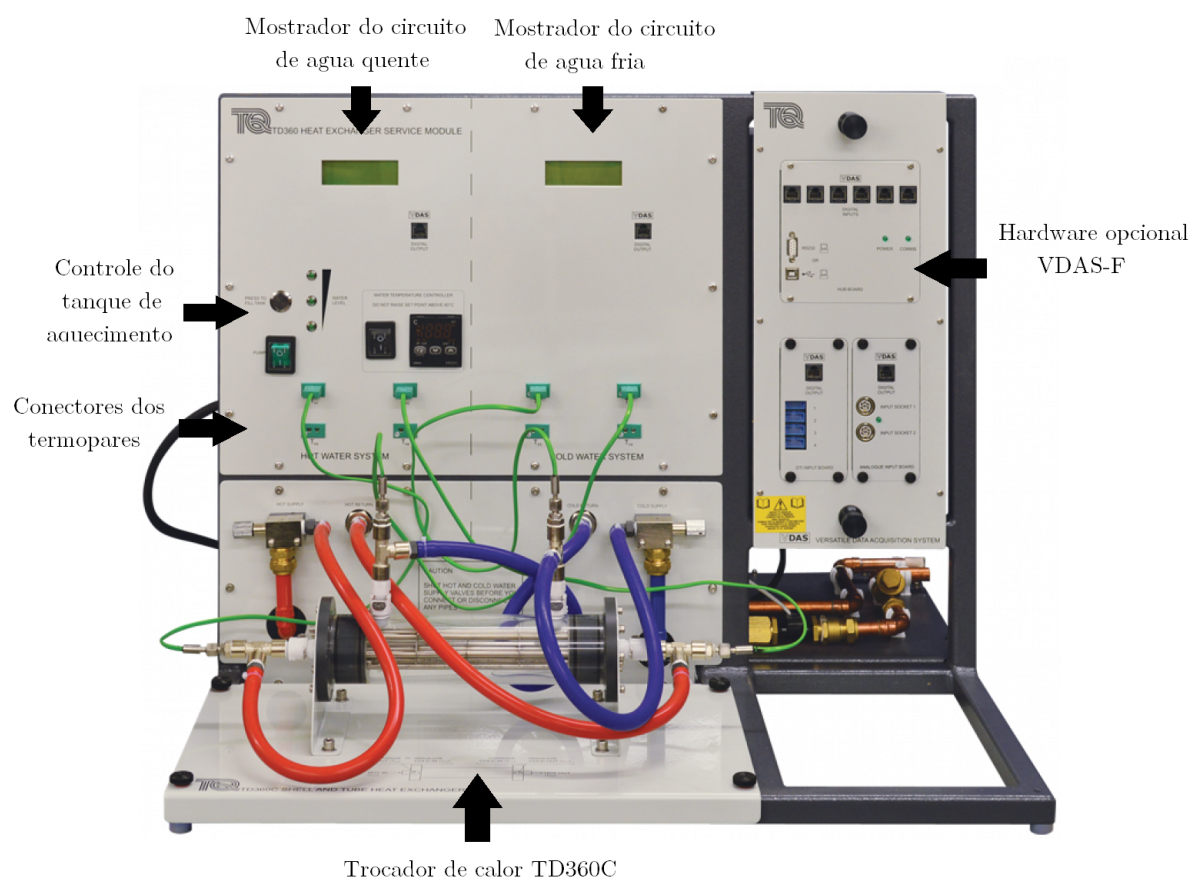
3 Testes experimentais

Os ensaios experimentais do trocador de calor didático do presente trabalho foram realizados numa bancada do laboratório de engenharia da UNILA. O objetivo principal desses ensaios é a determinação das variáveis mais importantes do sistema (temperaturas, vazão, entre outros), para validar a simulação numérica e o modelo adotado no presente trabalho. Desta forma, será avaliado um caso para o funcionamento do trocador de calor.

3.1 Especificação da Bancada experimental

A bancada experimental usada é composta de um módulo compacto com dois circuitos de água (quente e fria), com instrumentos para medir e exibir a vazão e a temperatura da água. Nesta bancada, o trocador de calor TD360C é acoplado na parte frontal conforme a figura 12.

Figura 12 – Bancada de trocadores de calor TQ-TD360



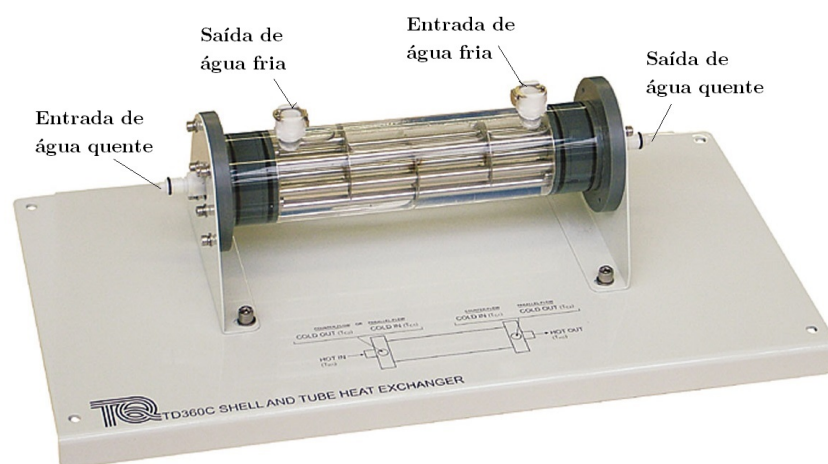
Fonte – Adaptado de TecQuipment (2009)

O circuito de água fria é composto de um termopar tipo K, disposto para medir as temperaturas de entrada e saída, e de uma alimentação de água a temperatura ambiente, que passa por uma válvula reguladora de vazão (ajustada manualmente) através do trocador e sai do sistema ao ambiente, através de uma mangueira.

Por outro lado, o circuito de água quente é composto de um tanque com um aquecedor elétrico, um controlador ajustável que define a temperatura do tanque, sensores de nível de água e de temperatura na entrada e saída, e uma bomba que recircula a água do tanque através do trocador e de volta ao tanque por meio de uma válvula de controle de vazão ajustada manualmente.

O circuito de água quente passa pelos tubos enquanto o circuito de água fria passa pelo casco. O casco tem cinco defletores dos quais três deles são usados para ajudar a criar um fluxo turbulento (misto) e os outros dois dão suporte aos sete tubos do sistema (uma vista do TCCT é mostrada na figura 13).

Figura 13 – Trocador de calor casco e tubo TD360C



Fonte – Adaptado de TecQuipment (2009)

Como pode ser observado na figura 13, o trocador consiste de sete tubos e cinco chicanas de aço inox, uma caixa de distribuição dianteira e outra traseira de plástico e um casco de acrílico.

3.2 Procedimentos de teste experimental

Primeiramente, foi colocado o trocador de calor na bancada experimental como mostra a figura 12. A seguir, foram conectados os circuitos de água quente e fria no trocador de calor, na configuração de contra fluxo, conforme o esquema da figura 13. Depois, foi enchido o tanque de água quente, e ligado o sistema de aquecimento elétrico, ajustando a temperatura no controlador para 60°C. Logo, foram abertas às válvulas de

controle de vazão dos dois circuitos de água, ajustando a vazão para 3 [l/min] e 0,5 [l/min] para o circuito de água quente e fria, respectivamente. Finalmente, esperou-se até que as temperaturas nos mostradores sejam constantes (regime permanente) e anotou-se os valores de vazão e temperatura mostrados.

3.3 Resultados experimentais

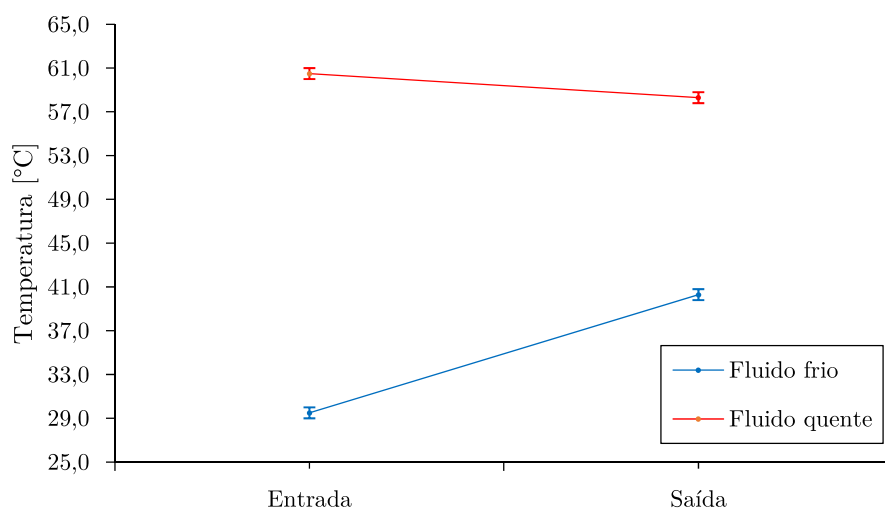
Os resultados experimentais obtidos são mostrados na tabela 4, onde os sufixos 1 e 2 denotam a entrada e a saída da água, respectivamente, enquanto q e f denota o circuito quente ou frio.

Tabela 4 – Resultados experimentais para a configuração de contra-fluxo

Variável	Exp. 1
$T1_f$ [°C]	$29,5 \pm 0,5$
$T2_f$ [°C]	$40,3 \pm 0,5$
$T1_q$ [°C]	$60,5 \pm 0,5$
$T2_q$ [°C]	$58,3 \pm 0,5$
\dot{V}_f [l/min]	$0,50 \pm 0,05$
\dot{V}_q [l/min]	$3,00 \pm 0,05$

Desta forma é criado um gráfico simples para mostrar às temperaturas de entrada e saída do sistema (isto é evidenciado na figura 14).

Figura 14 – Gráfico das temperaturas experimentais



É importante levar em consideração que a vazão e a temperatura são os únicos parâmetros experimentais obtidos com os instrumentos disponíveis no laboratório. Também, que as incertezas das medições foram obtidas, através do discernimento da teoria dos erros, pois o fabricante não a especifica.

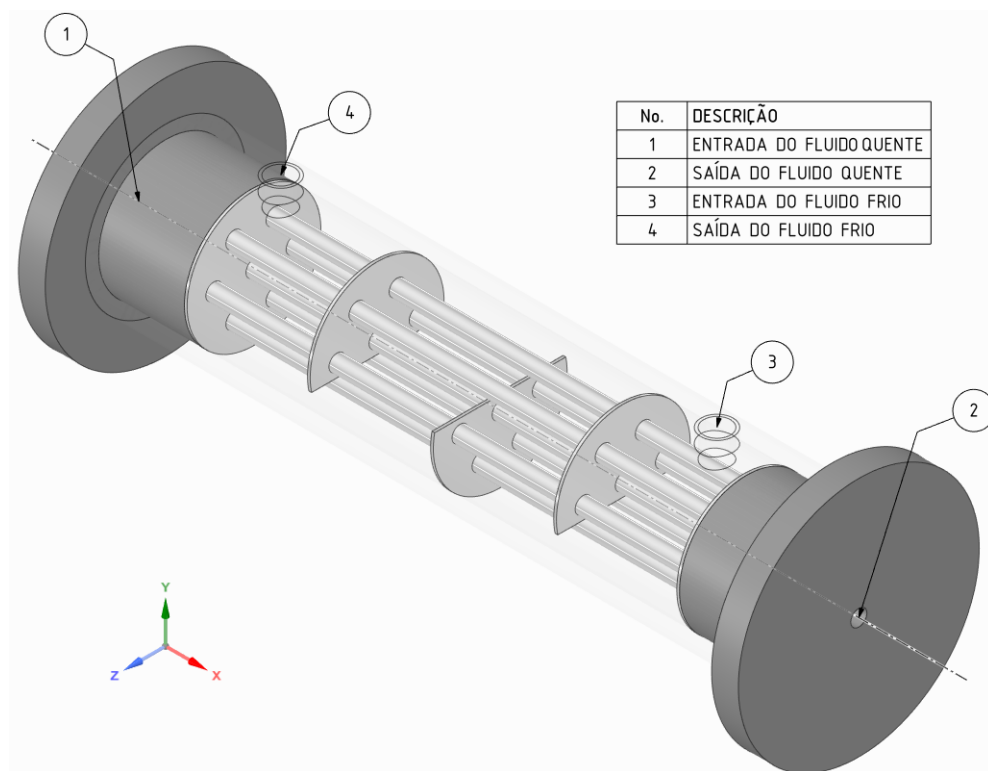
4 Simulação numérica

Neste capítulo é apresentada a metodologia utilizada para realizar a simulação de CFD do TCCT em regime permanente com as hipóteses e simplificações adotadas.

4.1 Domínio computacional (Geometria)

Atualmente existem muitos programas de Desenho Assistido por Computador (CAD do inglês, *Computer Aided Design*), por exemplo, *Solid Works*, *Sketch-Up*, *Autodesk*, *CATIA*, entre outros, sendo que a maioria deles precisam de uma licença paga para seu uso, cujos custos são bem altos. Ansys possui duas ferramentas de desenho CAD, *Design Modeler* (DM) e *SpaceClaim* (SC), sendo que o segundo possui uma interface muito mais simples para a modelagem 3D. Portanto, a geometria do presente trabalho foi criada usando o SC, no entanto, o DM foi usado para juntar às peças criadas. Na figura 15 é mostrada a geometria do trocador de calor criada usando o SC, mostrando as entradas e saídas dos fluidos.

Figura 15 – Geometria do TCCT



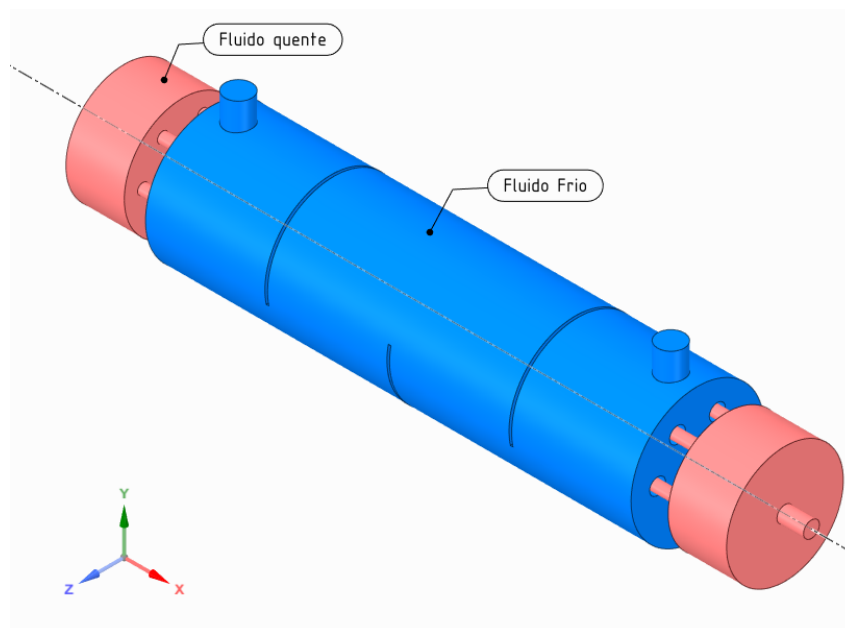
No Anexo A são mostradas as plantas construtivas do TCCT. Um resumo das medidas mais importantes são mostradas na tabela 5.

Tabela 5 – Resumo das medidas mais importantes do trocador

Descrição	Valor [mm]
Diâmetro ext. do casco	60
Diâmetro int. do casco	50
Diâmetro ext. dos tubos	6
Diâmetro int. dos tubos	4
Comprimento dos tubos	205
Comprimento do casco	249
Espessura das chicanas	1
Diâmetro de entrada e saída do fluido frio	10
Diâmetro de entrada e saída do fluido quente	6

Uma vez criadas as peças do trocador, foram extraídos os corpos “molhados”, ou seja, o volume que os fluidos ocupam no trocador (como é mostrado na figura 16), onde serão aplicadas as equações de transporte e os modelos de turbulência.

Figura 16 – Corpos molhados do sistema



4.2 Sub-divisão do domínio computacional (Malha ou Mesh)

Existem diferentes tipos de elementos usados para realizar a discretização do domínio computacional: hexaédricos, tetraédricos, prismáticos e piramidais. A escolha do tipo de elemento a ser utilizado depende principalmente da complexidade da geometria e dos recursos computacionais disponíveis.

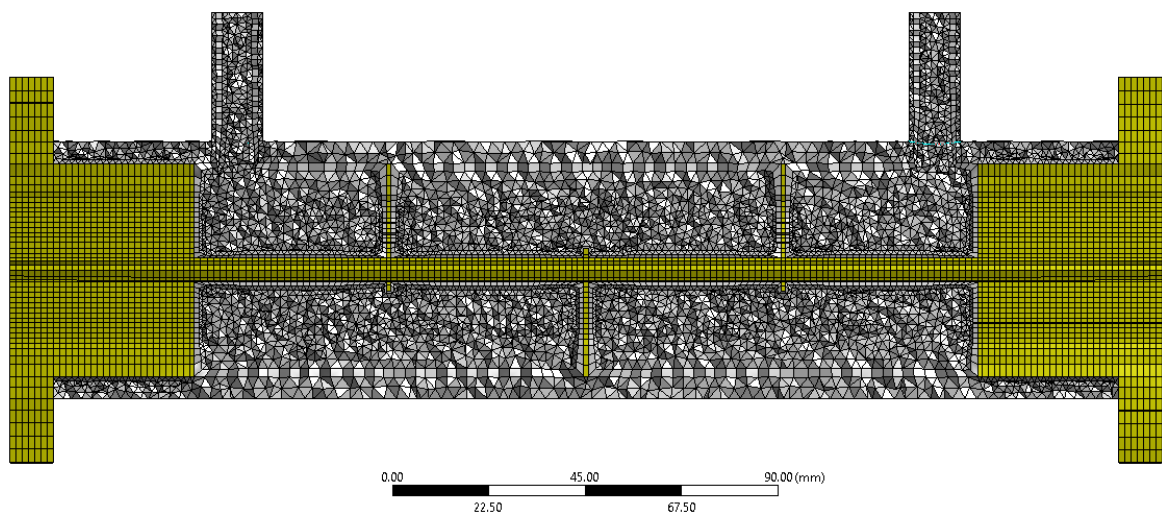
Os elementos hexaédricos são a melhor escolha, pois eles reduzem os erros numéricos e pode ser gerada uma malha de boa qualidade com poucos elementos, entretanto, nem

sempre é possível gerar esses elementos em todo o domínio computacional, pois dependem de geometrias simples (cilindros, cubos, etc). Por outro lado, os elementos tetraédricos são muito mais simples de criar em qualquer tipo de geometria, porém, o número de elementos requeridos para criar uma malha da mesma qualidade que uma malha de hexaédricos é maior, e os erros numéricos tendem a ser maiores também (ANSYS INC, 2016).

Existem vários programas para a geração automática da malha (*ICEM*, *GAMBIT*, entre outros), sendo que a maioria deles também precisam de uma licença paga, entretanto, as malha geradas nesses programas costuma ser simples e com maior número de hexaedros, como é o caso do *ICEM*. A licença estudantil do Ansys inclui o programa *Ansys Meshing*, e portanto, este é o programa usado para criar a malha do presente trabalho.

Inicialmente, foi criada uma malha híbrida (hexaedros e tetraedros) com aprox. 279 mil células, para os dois modelos de turbulência, como é mostrado na figura 17.

Figura 17 – Vista da malha do trocador de um corte no plano xy



Pode-se observar que tanto as caixas de distribuição, as chicanas, os tubos e o domínio do fluido quente utilizam elementos hexaédricos (amarelo), enquanto, o casco e o domínio do fluido frio utilizam elementos tetraédricos (cinza), pela dificuldade da geração de elementos hexaédricos nessas regiões. É importante levar em consideração que perto das paredes dos domínios dos fluidos foram usadas camadas de prismas (*inflation*) com um valor de $y^+ > 30$ para restringir o programa para usar as funções de parede.

Para avaliar a qualidade da malha no CFD, são usadas as seguintes métricas: ortogonalidade, fator de expansão e a relação de aspecto. A ortogonalidade, se refere a que tão próximo do elemento perfeito estão os ângulos das faces ou vértices adjacentes (90° para quadriláteros e 60° para triângulos), e o mínimo aceitável é de 10; o fator de expansão se refere à taxa de câmbio da magnitude da cara, área ou volume do elemento adjacente, e o máximo aceitável é de 20; e finalmente, a relação de aspecto se refere ao grau em que os elementos são estrudados, e o máximo aceitável é 100 (ANSYS INC, 2016).

O efeito de uma malha de baixa qualidade, ou seja, com fatores fora dos intervalos mencionados anteriormente, podem gerar erros numéricos e dificulta ainda mais a convergência do sistema. Na tabela 6 pode-se observar a qualidade da malha criada.

Tabela 6 – Métricas de qualidade da malha grosseira

Dominio	Ortogonalidade			Fator exp.			Relação de aspecto		
Fluido quente	32,6	ok		134	!		12		OK
Fluido frio	52,4	OK		7	ok		5		OK
Gincanas e tubos	52,4	OK		7	ok		5		OK
Casco	40,2	ok		17	ok		8		OK
Caixas de distrib.	55,0	OK		7	ok		5		OK
Global	32,6	ok		134	!		12		OK
	%!	%ok	%OK	%!	%ok	%OK	%!	%ok	%OK
Fluido quente	0	5	95	1	14	85	0	0	100
Fluido frio	0	0	100	0	1	99	0	0	100
Gincanas e tubos	0	0	100	0	<1	100	0	0	100
Casco	0	<1	100	0	6	94	0	0	100
Caixas de distrib.	0	0	100	0	1	99	0	0	100
Global	0	2	98	<1	6	94	0	0	100

A única métrica deficiente é o fator de expansão no domínio do fluido frio, entretanto, isto representa o 1% dos elementos nesse domínio, e pode ser desconsiderado, pois influirá pouco ou nada na simulação.

4.3 Condições de Contorno

Inicialmente foram definidas as propriedades físicas dos materiais dos sólidos que serão usados no sistema. Neste caso, o fabricante não especificou as propriedades dos mesmos, portanto, serão usados valores típicos da literatura (isto é mostrado na tabela 7).

Tabela 7 – Propriedades físicas dos sólidos

Material	Condutividade term. [W/m.K]	Densidade [kg/m3]	Calor especif. [J/kg.K]
Acrílico a 26,85 °C	0,19	1190	1465
Aço Inox a 24 °C	15,6	1470	840
Plástico a 26,85 °C	0,10	7913	456

Fonte – Çengel e Ghajar (2011)

As propriedades desses materiais variam muito pouco no intervalo de temperatura estudado, portanto, serão consideradas como constantes. Por outro lado, no caso da água, a variação das propriedades com a temperatura é maior e portanto serão usadas as equações de estado da Associação Internacional para as Propriedades da Água e do Vapor (**IAPWS** do inglês, *International Association for the Properties of Water and Steam*), para poder capturar essas variações nos cálculos numéricos.

A seguir, o sistema foi dividido em 5 domínios diferentes contendo todos os materiais como é mostrado na tabela 8:

Tabela 8 – Domínios do sistema

Tipo de domínio	Nome	Material
Fluido	Fluido frio	Água
Fluido	Fluido quente	Água
Sólido	Casco	Acrílico
Sólido	Caixas de distribuição	Plástico
Sólido	Tubos e chicanas	Aço Inox

Desta forma, na tabela 9 são mostradas as condições de contorno usadas em cada domínio criado, sendo que essas condições de contorno foram as mesmas para os dois modelos de turbulência usados.

Tabela 9 – Condições de contorno

Dominio	Condição de contorno	Descrição
Fluido frio	Velocidade de entrada	$V_{norm} = 0,1061$ [m/s], $T = 29,5$ [°C], $I_{turb} = 5\%$
	Pressão de saída	$P_{est} = 0$ [Pa]
	Interface fluido frio - casco	Fluxo de calor conservativo
	Interface fluido frio - tubos e chicanas	Fluxo de calor conservativo
Fluido quente	Velocidade de entrada	$V_{norm} = 1,7683$ [m/s], $T = 60,5$ [°C], $I_{turb} = 5\%$
	Pressão de saída	$P_{est} = 0$ [Pa]
	Interface fluido quente - caixas de distrib.	Fluxo de calor conservativo
	Interface fluido frio - tubos e chicanas	Fluxo de calor conservativo
Tubos e chicanas	Interface tubos e chicanas - fluido frio	Fluxo de calor conservativo
	Interface tubos e chicanas - fluido quente	Fluxo de calor conservativo
	Interface tubos e chicanas - casco	Fluxo de calor conservativo
	Interface tubos e chicanas - caixas de distrib.	Fluxo de calor conservativo
Casco	Interface casco - fluido frio	Fluxo de calor conservativo
	Interface casco - caixas de distrib.	Fluxo de calor conservativo
	Interface casco - tubos e chicanas	Fluxo de calor conservativo
	Parede ext.	$T_{amb} = 22$ [°C], $h = 4$ [W/m ² K]
Caixas de distrib.	Interface caixas de distrib. - fluido quente	Fluxo de calor conservativo
	Interface caixas de distrib. - chicanas e tubos	Fluxo de calor conservativo
	Interface caixas de distrib. - casco	Fluxo de calor conservativo
	Parede ext.	$T_{amb} = 22$ [°C], $h = 4$ [W/m ² K]

Na tabela 9, foram apresentadas as condições de contorno iniciais do sistema, onde as velocidades de entrada dos fluidos foram obtidas usando as vazões de entrada da tabela 4, e a área da sua secção transversal de entrada. Segundo Çengel e Ghajar (2011), para um escoamento externo não forçado em um cilindro, um valor típico de h é de 4 [W/m²K] para a perda de calor natural ao ambiente, portanto, este foi o valor adotado nas condições de contorno.

Finalmente, é recomendado assumir um valor de 5% para o valor da intensidade de turbulência (I_{turb}), quando não se tem valores experimentais das constantes de cada modelo de turbulência a ser usado (ANSYS INC, 2016).

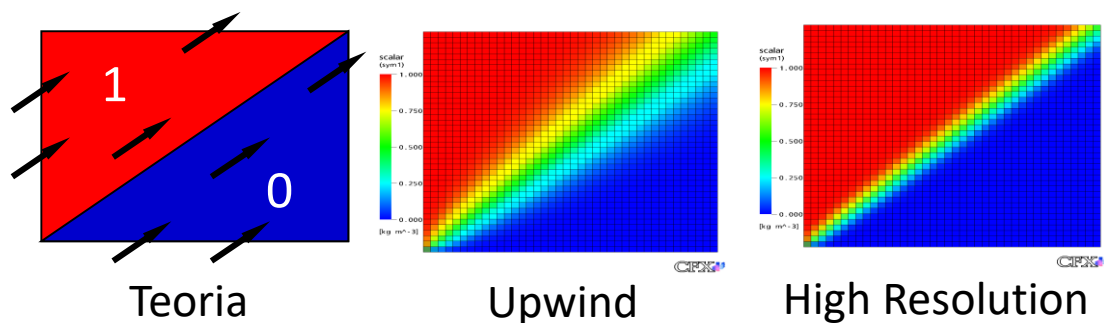
4.4 Esquema de discretização

Fazer uma simulação de CFD, basicamente, consiste em montar as equações diferenciais parciais (EDP), que descrevem os fenômenos físicos, neste caso as equações descritas no capítulo 4, e resolver um sistema destas equações usando as condições de contorno, entretanto não é possível resolver este tipo de sistemas de uma forma analítica. Portanto, são usados diferentes métodos numéricos para abordar este problema e discretizá-lo.

Como já foi mencionado anteriormente, o CFX usa o Método dos Volumes Finitos (FVM), que consiste basicamente em converter as equações parciais num sistema de equações algébricas, para resolvê-las de forma iterativa. Esse *solver* contém vários esquemas de discretização das EDP que afetam o seu comportamento. Esses esquemas são importantes para a precisão da solução, a estabilidade do solver e o tempo e custo computacional requerido para obter a solução, e são definidos em função de um fator chamado *Blend Scale* (ANSYS INC, 2016).

Se esse fator for igual a 0, o esquema é chamado *Upwind*, e se for igual a 1 é chamado de *High Resolution*, porém se é conhecida a física do método pode ser especificado o valor desse fator. O esquema *upwind* é robusto e reduz o tempo de simulação, entretanto, é um esquema com uma precisão de primeira ordem. Por outro lado, o esquema *high resolution*, tem uma precisão de segunda ordem, porém o tempo requerido para resolver é maior (ANSYS INC, 2016). Um exemplo do efeito de cada esquema é mostrado na figura 18.

Figura 18 – Exemplo de um escoamento usando diferentes esquemas de discretização



Fonte – ANSYS Inc (2016)

Como pode-se observar no exemplo da figura anterior, o esquema *upwind* mostra uma descontinuidade do escoamento com a malha, enquanto o esquema *high resolution* se aproxima muito mais da teoria.

Depois de vários testes é observado que o esquema de segunda ordem obteve uma melhor convergência na solução, portanto este é o esquema que foi utilizado no presente trabalho.

4.5 Critérios de convergência

O critério de convergência determina quando uma solução é alcançada, desta forma, o *solver* pode parar de realizar iterações. Os resíduos são uns dos critérios de convergência mais importantes, uma vez que eles relacionam diretamente se as equações foram resolvidas com precisão (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007). No presente trabalho foi usado um critério de 10^{-5} para os resíduos de todas as variáveis resolvidas, sendo que nos dois modelos este critério sempre foi atingido (como é mostrado nas figuras 19 e 20).

Figura 19 – Resíduos da solução do modelo *SST*

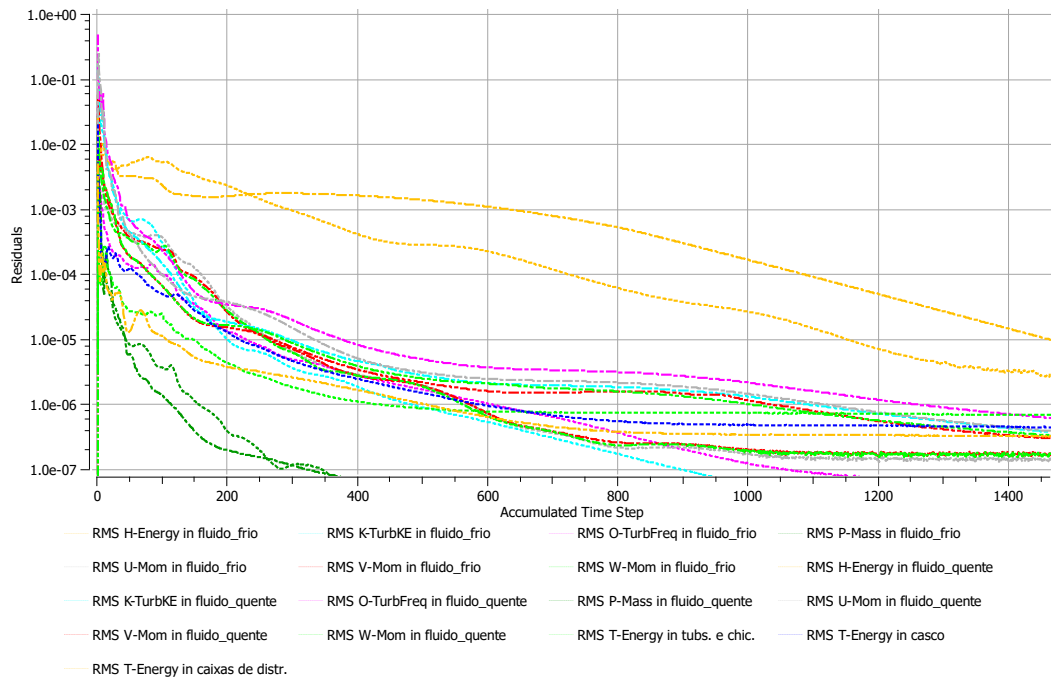
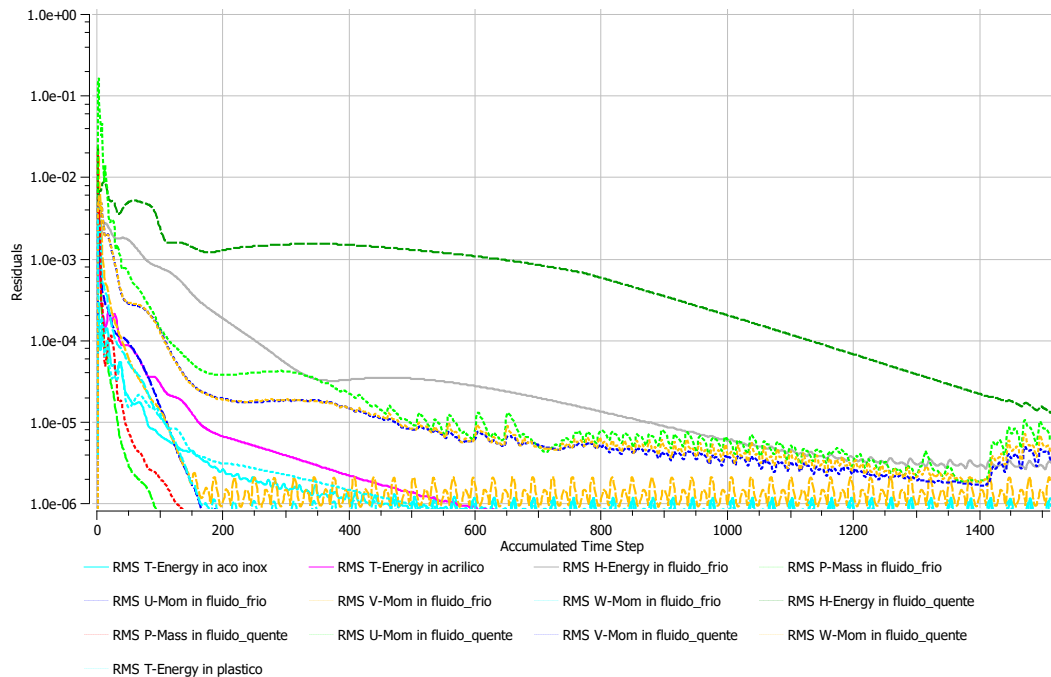


Figura 20 – Resíduos da solução do modelo $k-\epsilon$



Embora os resíduos tenham alcançado o critério mínimo de convergência de 10^{-5} , nem sempre isso significa que a solução está convergida. Por isto, é importante também criar monitores de convergência. Esses monitores permitem visualizar como uma variável de interesse se comporta ao longo da solução. No caso de um regime permanente, as variáveis como as temperaturas média de saída deveriam permanecer constantes uma vez que a solução é alcançada. Desta forma, nas figuras 21 e 22 é mostrado que a solução do sistema foi realmente alcançada, através dos monitores de temperaturas nas saídas dos domínios fluidos.

Figura 21 – Monitores das temperaturas de saída dos domínios fluidos do modelo *SST*

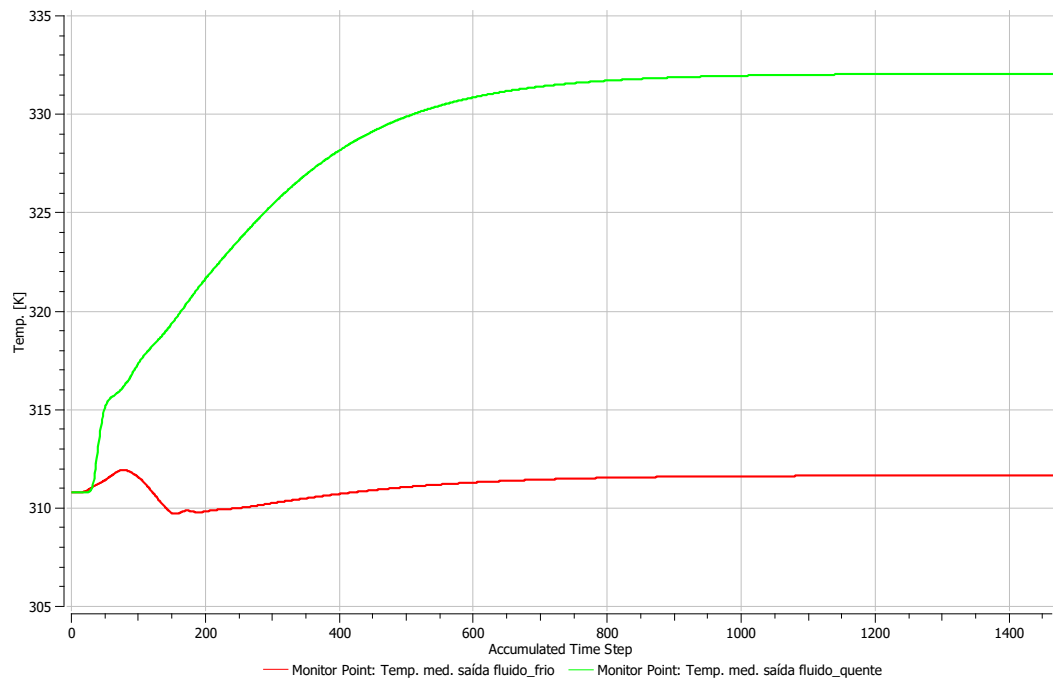
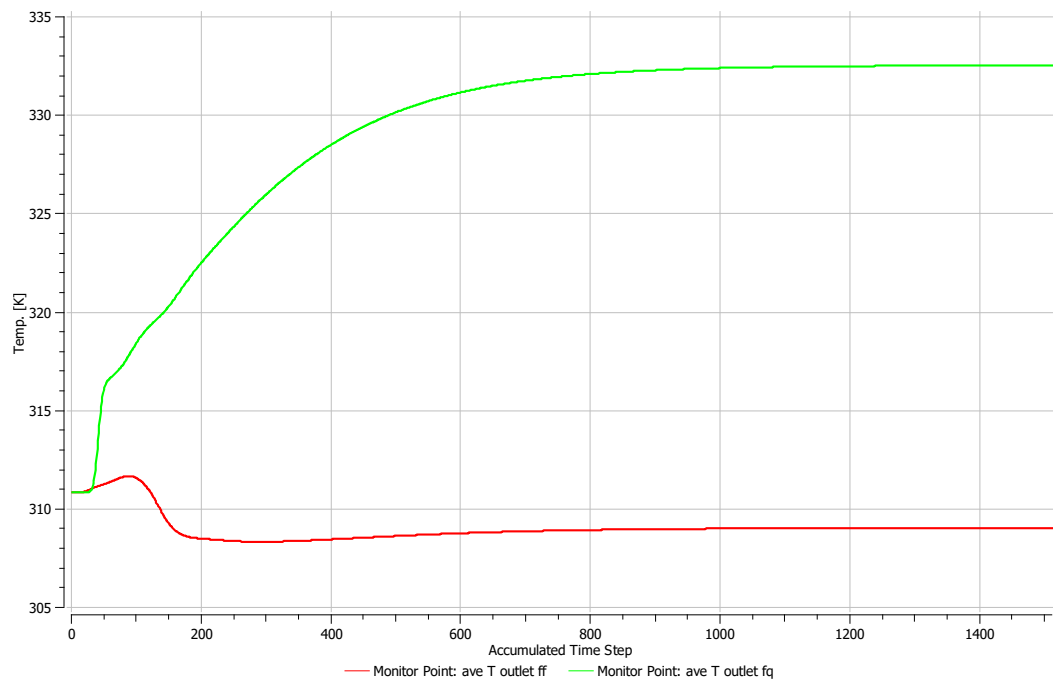


Figura 22 – Monitores das temperaturas de saída dos domínios fluidos do modelo *k-ε*



4.6 Independência de malha

Como é mencionado anteriormente, a independência de malha consiste num refino sucessivo de uma malha inicialmente grosseira para uma mais fina, até que a variação das variáveis de interesse seja mínima ou nula. Sendo assim, foram criadas duas malhas adicionais para avaliar a independência de malha dos dois modelos de turbulência usados. Essas malhas são classificadas da seguinte forma: malha grosseira (278887 células), malha média (491867 células) e malha fina (887910 células).

Desta forma, para avaliar as variações das soluções obtidas, perfis locais de velocidade e temperatura numa linha central ao longo do trocador são mostrados nos gráficos das figuras 23, 24, 25 e 26. É importante levar em consideração que a malha fina supera os elementos que licença estudantil permite simular, é por isto, que essa malha foi simulada graças ao apoio do Centro de Estudos Avançados de Segurança de Barragens (CEASB).

Figura 23 – Perfis locais de temperatura do modelo SST

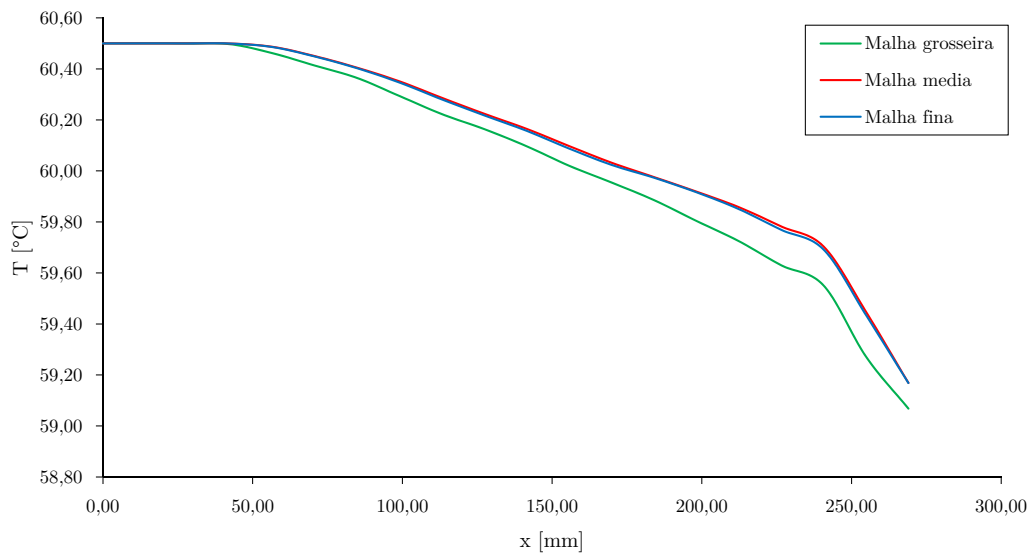


Figura 24 – Perfis locais de velocidade do modelo SST

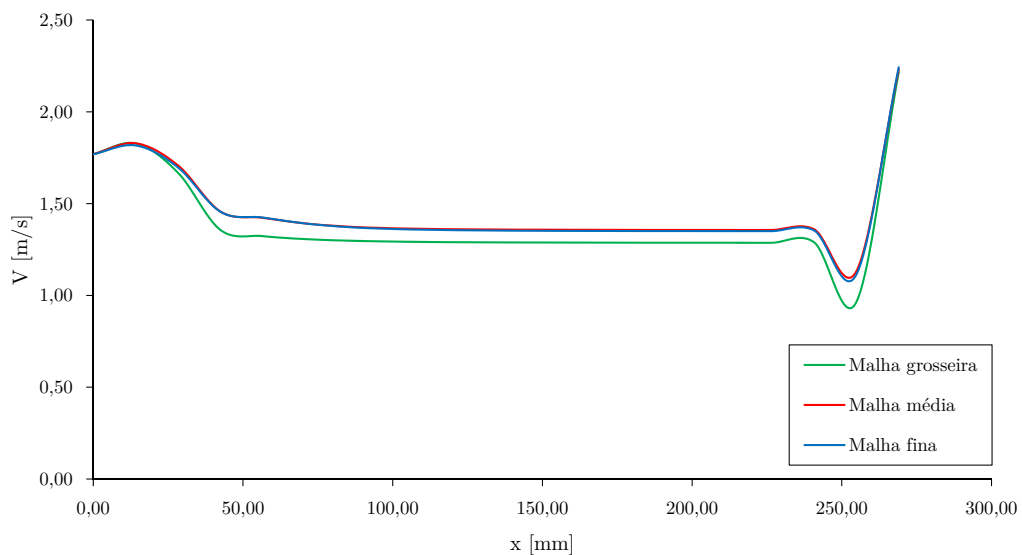
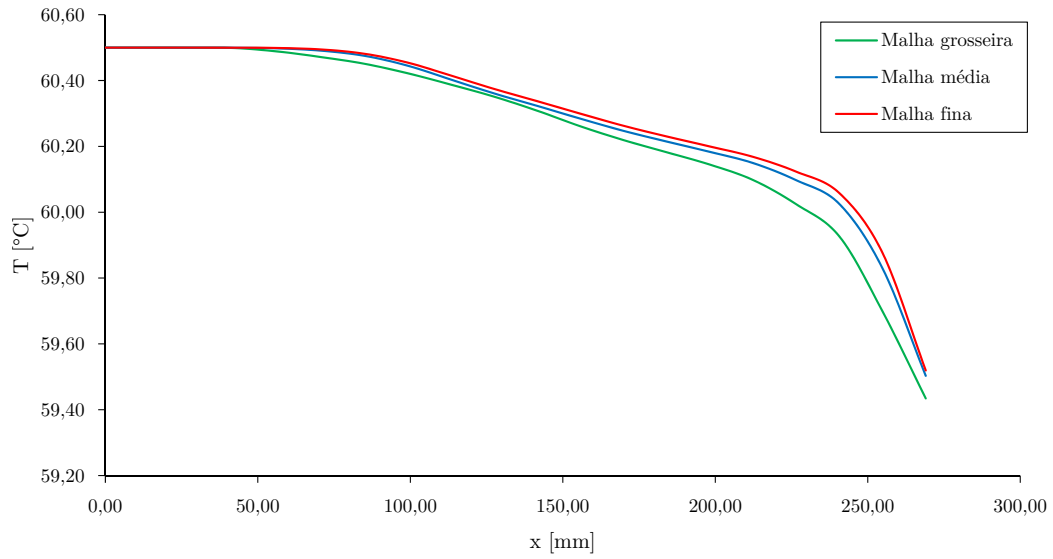
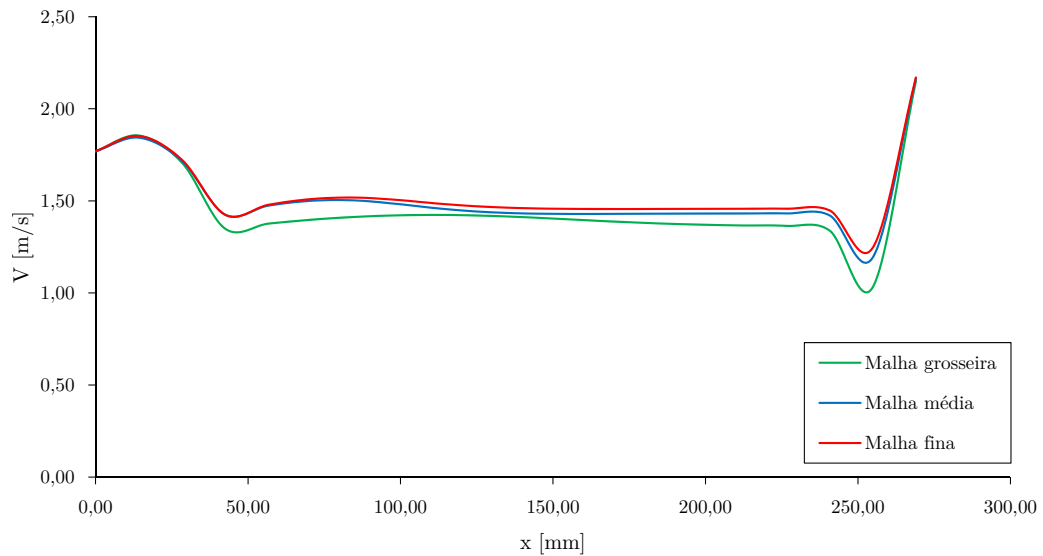


Figura 25 – Perfis locais de temperatura do modelo $k-\varepsilon$ Figura 26 – Perfis locais de velocidade do modelo $k-\varepsilon$ 

Pode-se observar que nos dois modelos existe uma diferença muito pequena entre a malha média e a malha fina para os perfis de temperatura e velocidade (menor a 1% em todos os casos), e portanto na transferência de calor. Desta forma, os resultados considerados serão obtidos com o uso da malha média (491867 células).

4.6.1 Características do equipamento usado na simulação

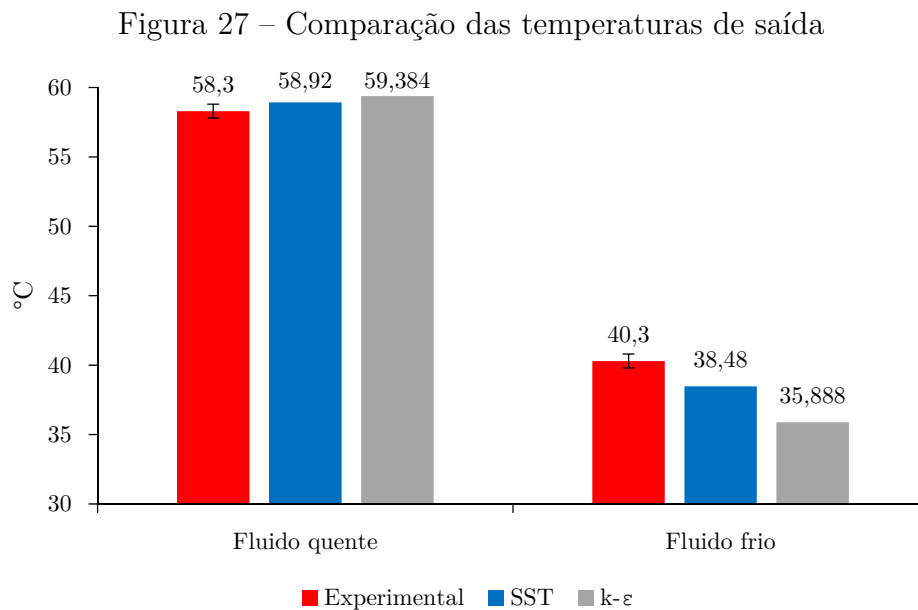
O computador utilizado para realizar as iterações das malha grosseira e média, tem as seguintes características: Sistema operativo Windows 10 64 bit, processador Intel i7-7700HQ com frequência de 2,8 GHz até 3,4 GHz e 16 Gb de memória RAM com frequência de 2400MHz. Por questão de sigilo e segurança com o CEASB, os detalhes do equipamento usado para simular a malha fina não serão especificados.

5 Resultados

Dois modelos de turbulência usando funções de parede são avaliados para investigar sua aplicação no presente trabalho. Após a definição das condições de contorno e de verificar que a solução é independente da malha, os resultados da simulação realizada são mostrados a seguir. Em média, o tempo computacional requerido para rodar a simulação da malha media (491867 células) no equipamento descrito anteriormente, foi de 3,5 horas para 1400 iterações aproximadamente, usando um esquema de discretização numérica de segunda ordem.

5.1 Comparação da simulação com os resultados experimentais

Uma comparação das temperaturas médias na saída do trocador, obtidas na simulação e no ensaio experimental, é mostrada na figura 27.

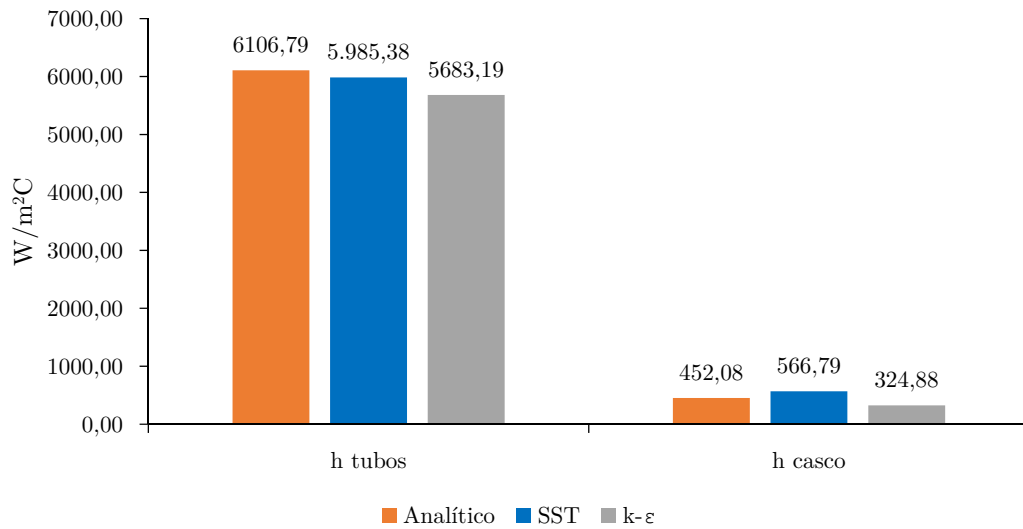


De acordo ao gráfico da figura 27, pode-se observar que a temperatura média na saída do fluido quente é bastante próxima nos dois modelos de turbulência em comparação ao valor experimental. Essa variação é de 1,07% e 1,86% a mais no fluido quente, para o modelo *SST* e *k-ε* respectivamente. No caso do fluido frio, essa variação de temperatura é maior, 4,52% a menos para o modelo *SST* e 10,95% a menos para o modelo *k-ε*. Uma possível causa disso pode ser a complexidade da geometria e do escoamento no lado do casco.

5.2 Comparação da simulação com os resultados analíticos

Os resultados analíticos foram obtidos usando as equações apresentadas na seção 2.1 da revisão bibliográfica. Desta forma, foi encontrado que o escoamento é turbulento nos tubos e laminar no casco de acordo aos valores de Reynolds obtidos ($Re_{casco} = 26,37$ e $Re_{tub} = 4828$). Na figura 28, é mostrada uma comparação dos coeficientes de transferência de calor (h) entre os resultados analíticos e a simulação.

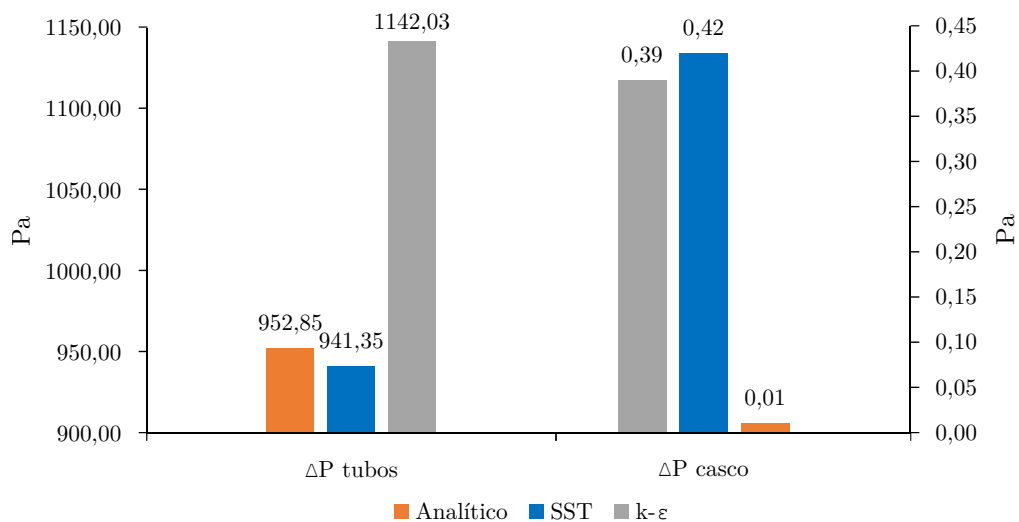
Figura 28 – Comparação dos coeficientes de transferência de calor



Na figura 28, novamente é observado que a variação da variável no casco é maior em comparação ao dos tubos. Nesse caso o coeficiente h nos tubos apresenta uma variação de 1,99% e 6,94% a menos para o modelo SST e $k-\varepsilon$ respectivamente. Enquanto uma variação de 25,37% a mais para o modelo SST e 28,14% a menos para o modelo $k-\varepsilon$.

Da mesma forma, uma comparação entre os resultados analíticos e a simulação, das quedas de pressão no casco e nos tubos, é mostrada na figura 29.

Figura 29 – Comparação da queda de pressão



A queda de pressão nos tubos é capturada de melhor forma usando o modelo *SST*, pois ele apresenta uma variação de 1,21% a menos do resultado analítico, enquanto o modelo *k-ε* apresenta uma variação de 19,85% a mais. Embora o valor seja muito pequeno, a queda de pressão no casco é muito diferente para os dois modelos em comparação aos resultados analíticos. Isto pode ser devido, em parte, à configuração do escoamento na geometria do casco, que pode gerar vórtices e redemoinhos que não são considerados no modelo analítico.

5.3 Plotagem dos resultados obtidos na simulação

A seguir, nas figuras 30, 31, 32 e 33, são mostrados os contornos de temperatura do sistema inteiro para os dois modelos de turbulência no plano XY e XZ.

Figura 30 – Contornos de temperatura do trocador num corte no plano XY (Modelo *SST*)

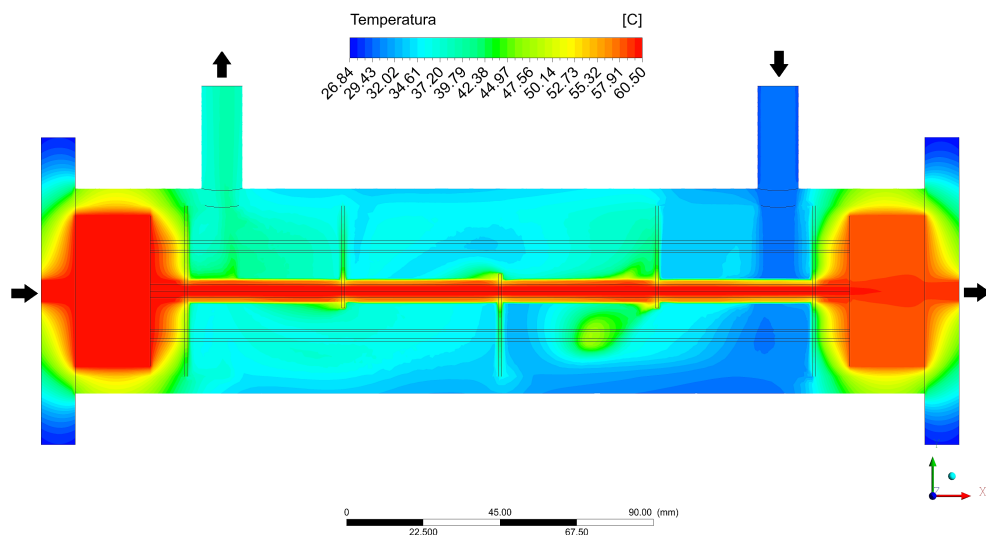
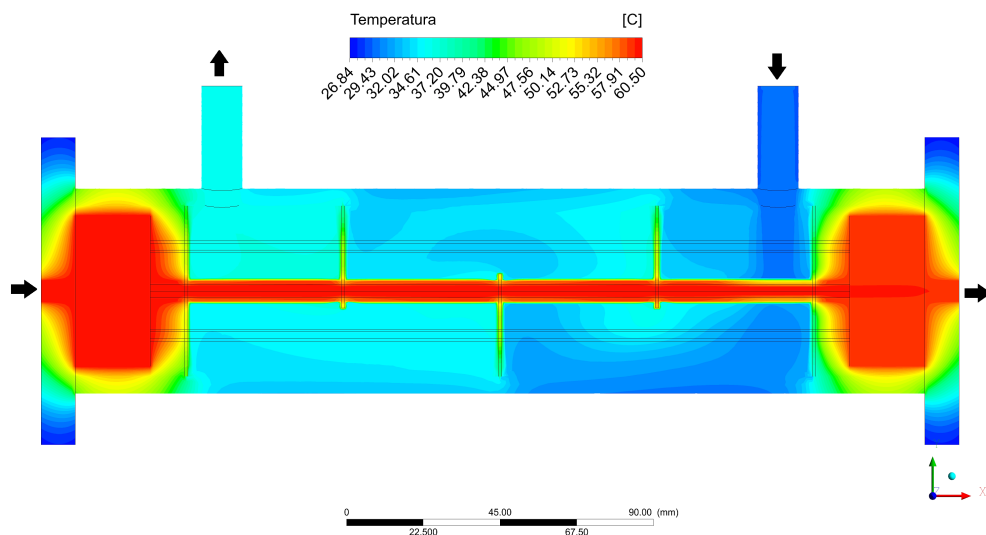


Figura 31 – Contornos de temperatura do trocador num corte no plano XY (Modelo *k-ε*)



Algo importante que pode ser observado nos contornos de temperatura das figuras 30 e 31, é que de fato existe uma parcela de calor muito pequena que não é transferida do fluido quente ao fluido frio, pois ela está sendo perdida pelas paredes dos sólidos para o ambiente. Essa parcela é de 5,46 e 5,40 W para o modelo *SST* e *k-ε* respectivamente, que nos dois casos, representam menos do 0,05% da energia total que entra no TCCT. Desta forma, poderia ser assumido que o sistema é completamente isolado.

Figura 32 – Contornos de temperatura do trocador num corte no plano XZ (Modelo *SST*)

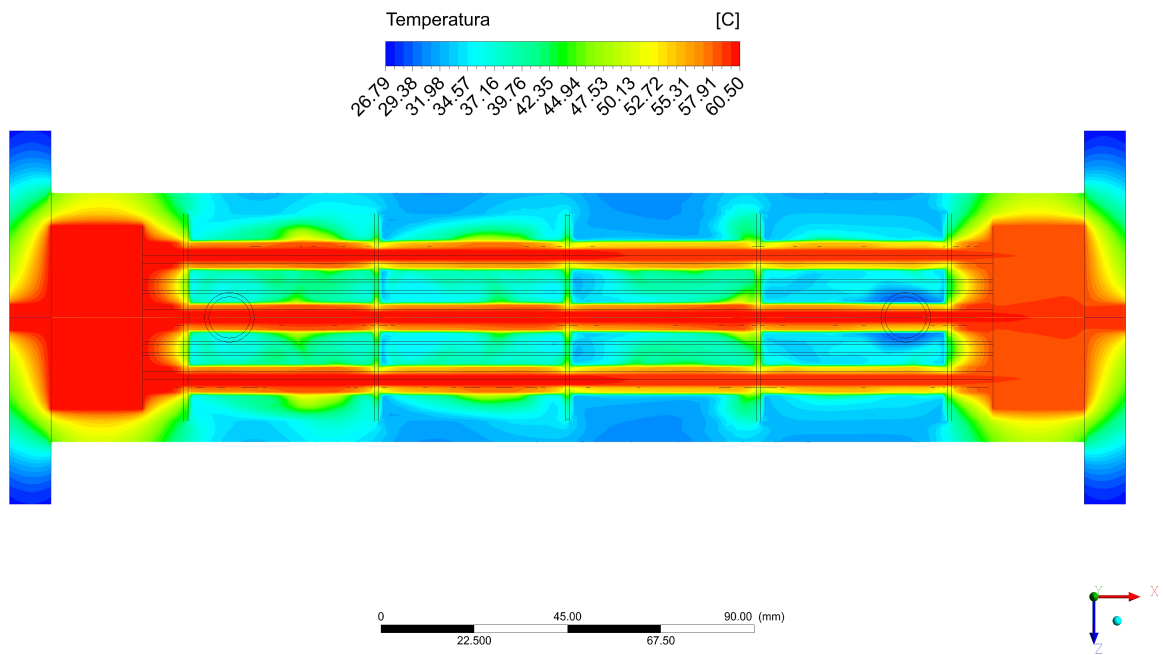
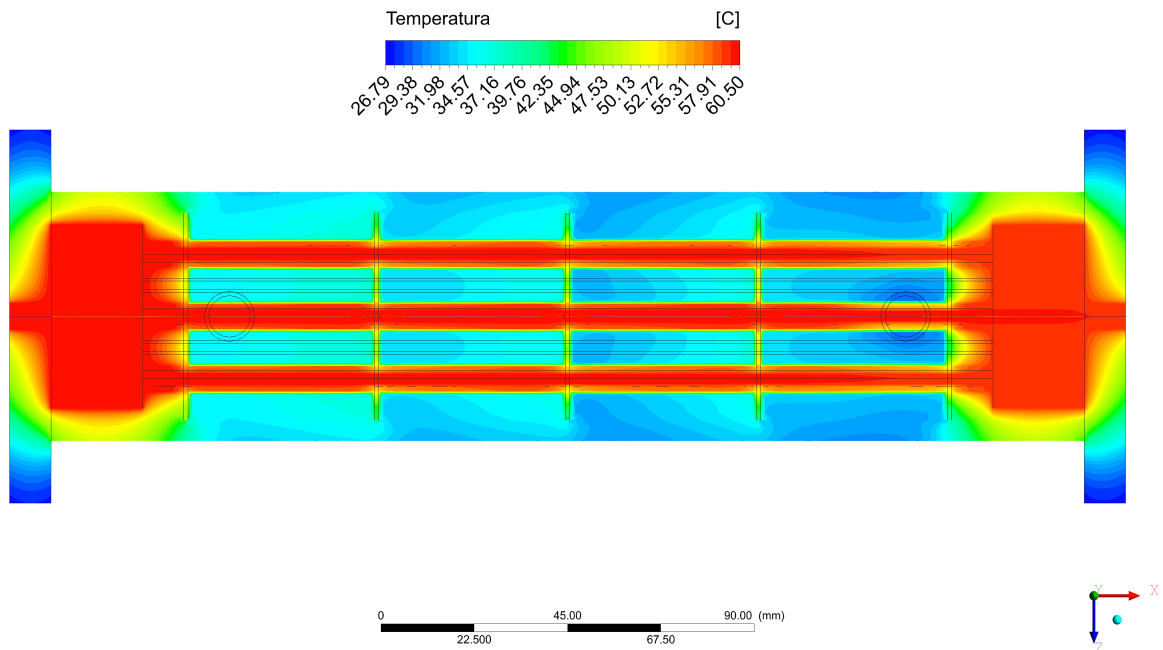


Figura 33 – Contornos de temperatura do trocador num corte no plano XZ (Modelo *k-ε*)



De acordo com os contornos de temperatura dos gráficos das figuras 32 e 33, pode-se observar que o modelo *SST*, captura melhor os gradientes de temperatura esperados no interior do trocador, pois ele tem um melhor tratamento da camada limite (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007). Da mesma forma, a distribuição da velocidade nas linhas de escoamento, no lado do casco e dos tubos, são mostradas nas figuras 34, 35, 36 e 37 para os dois modelos de turbulência.

Figura 34 – Distribuição da velocidade nas linhas de escoamento no lado dos tubos (*SST*)

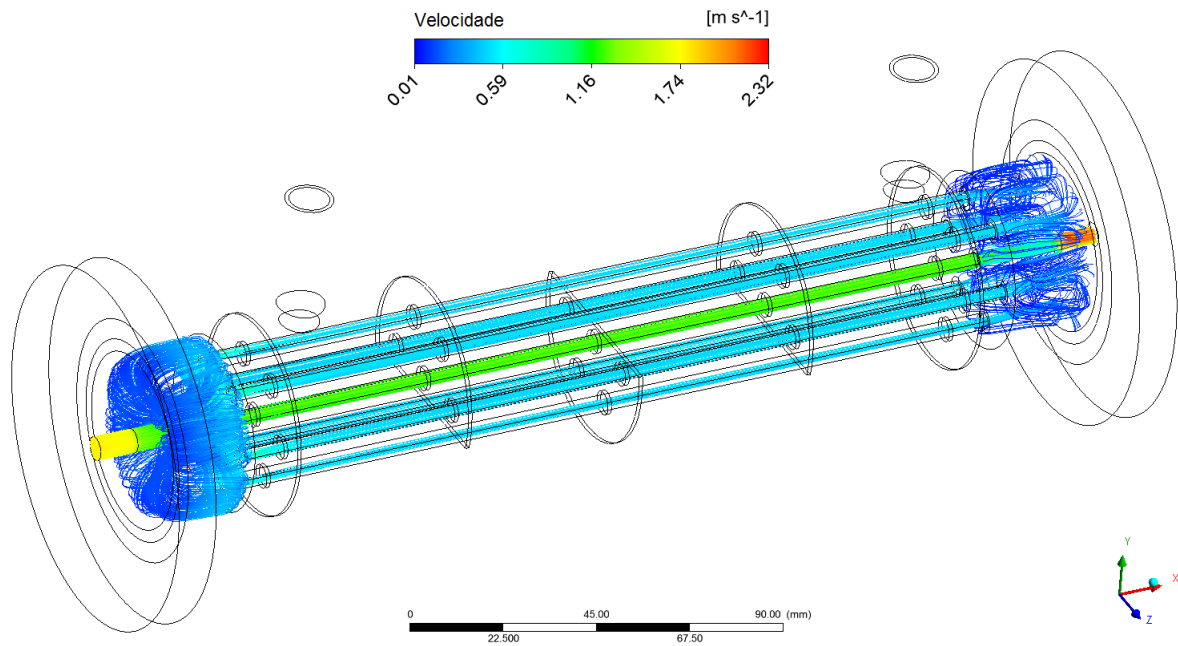
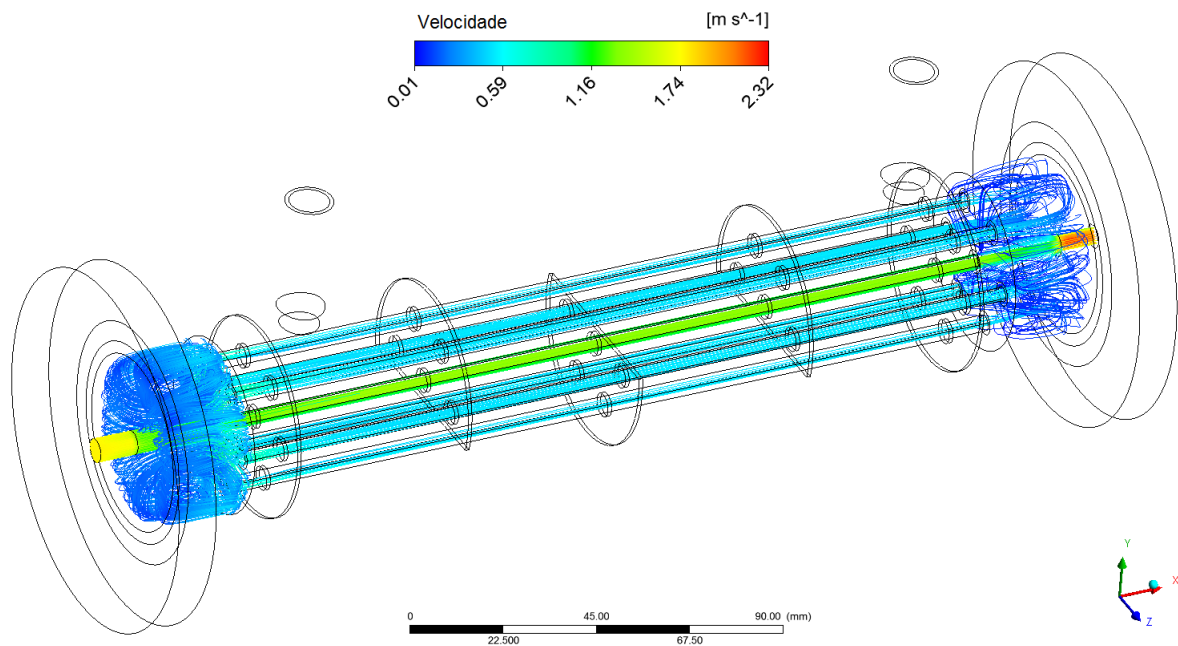


Figura 35 – Distribuição da velocidade nas linhas de escoamento no lado dos tubos ($k-\varepsilon$)



Pode-se observar que nas linhas de escoamento das figuras 34 e 35, a distribuição da velocidade no lado dos tubos é muito similar nos dois modelos, e que os redemoinhos e recirculações ocorrem nas caixas de distribuição dianteira e traseira. Também pode-se apreciar que no tubo central existe uma maior velocidade devido à forma como o fluido entra no trocador (mesma direção), e isto pode diminuir a eficiência do trocador.

Figura 36 – Distribuição da velocidade nas linhas de escoamento no lado do casco (SST)

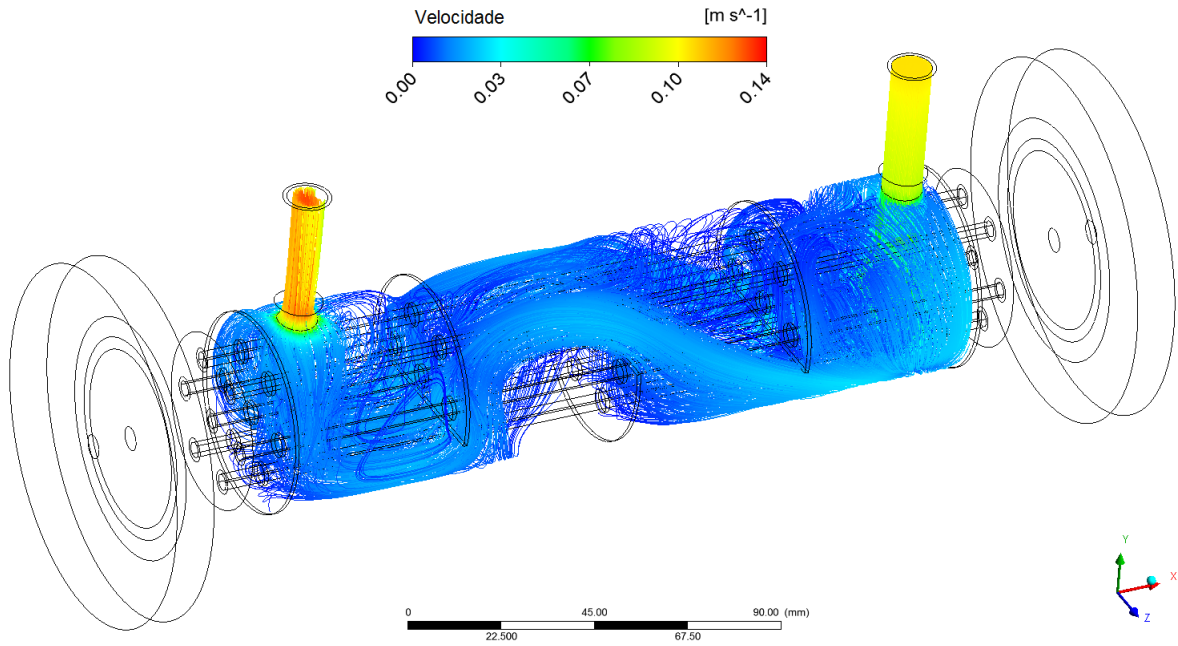
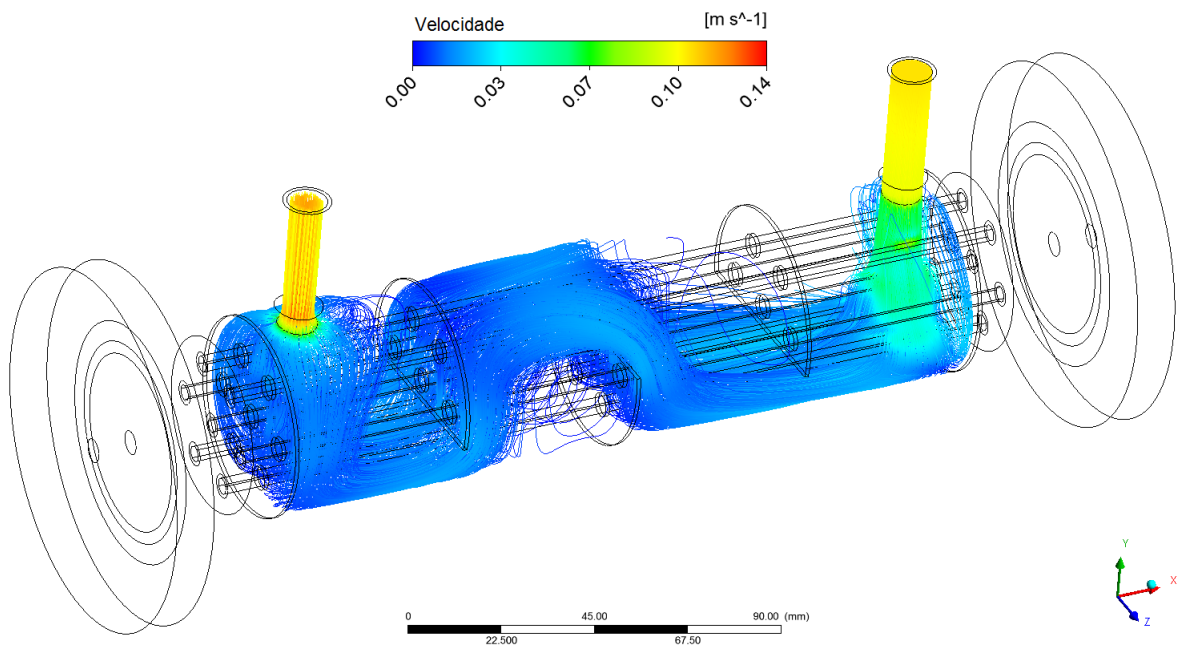


Figura 37 – Distribuição da velocidade nas linhas de escoamento no lado do casco ($k-\varepsilon$)



No casco, a velocidade do fluido é muito baixa, o que explica o valor de Reynolds encontrado. De acordo com às linhas de corrente mostradas, pode-se apreciar que a velocidade na saída do casco é maior em comparação à velocidade de entrada. Isto é devido principalmente ao aumento de temperatura na saída, pois ela reduz a viscosidade da água e portanto as forças viscosas. Desta forma, o modelo *SST*, que consegue capturar melhor os gradientes de temperatura, tem uma melhor distribuição da velocidade no lado do casco.

A seguir, para ter uma melhor noção da posição das possíveis recirculações no casco, são mostrados os vetores de velocidade nas figura 38 e 39.

Figura 38 – Vetores de velocidade no casco com os possíveis lugares de recirculação (*SST*)

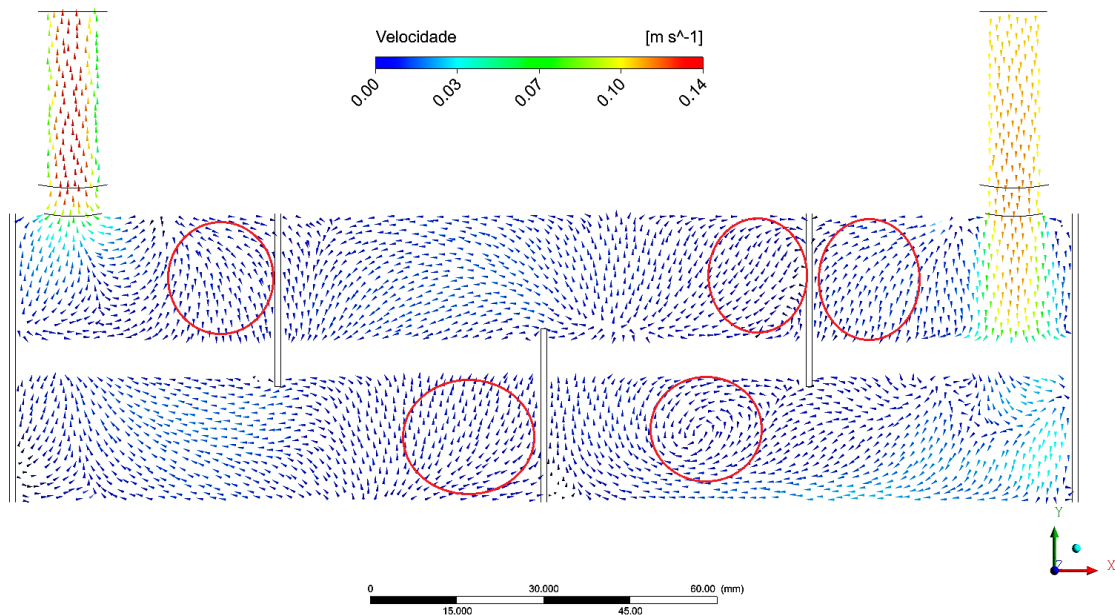
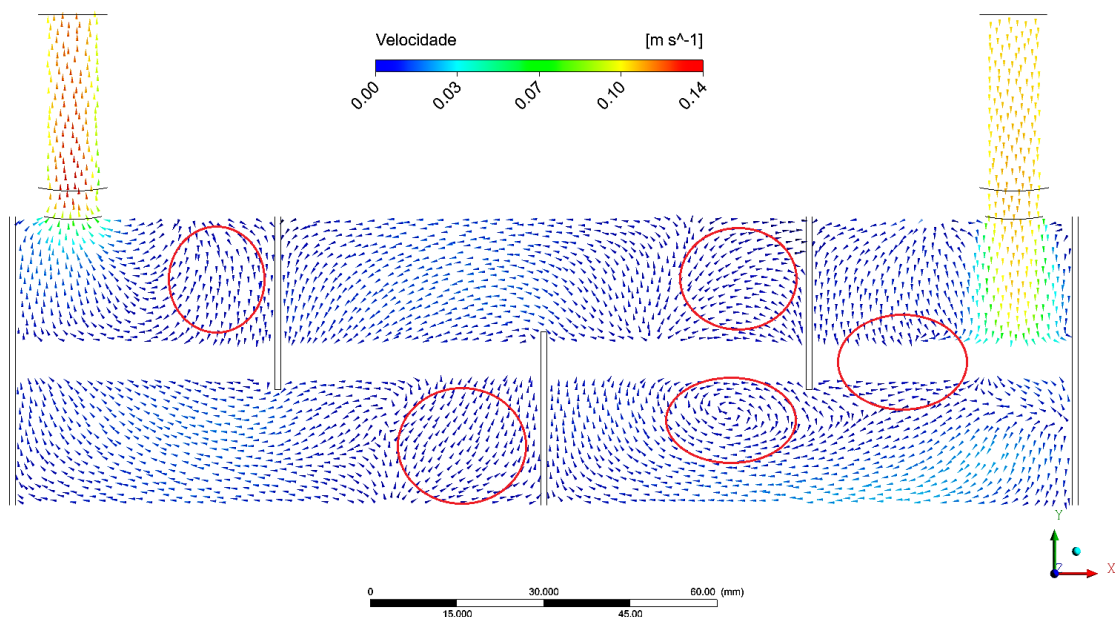


Figura 39 – Vetores de velocidade no casco com os possíveis lugares de recirculação ($k-\varepsilon$)



De acordo com às figuras 38 e 39, as possíveis recirculações encontram-se, principalmente, em frente dos defletores como era esperado, de acordo ao observado na prática experimental.

Finalmente, para confirmar que a influência da alta velocidade no tubo central diminui a eficiência no trocador são mostrados os perfis de temperatura no interior dos tubos.

Figura 40 – Perfis de temperatura ao longo dos tubos (SST)

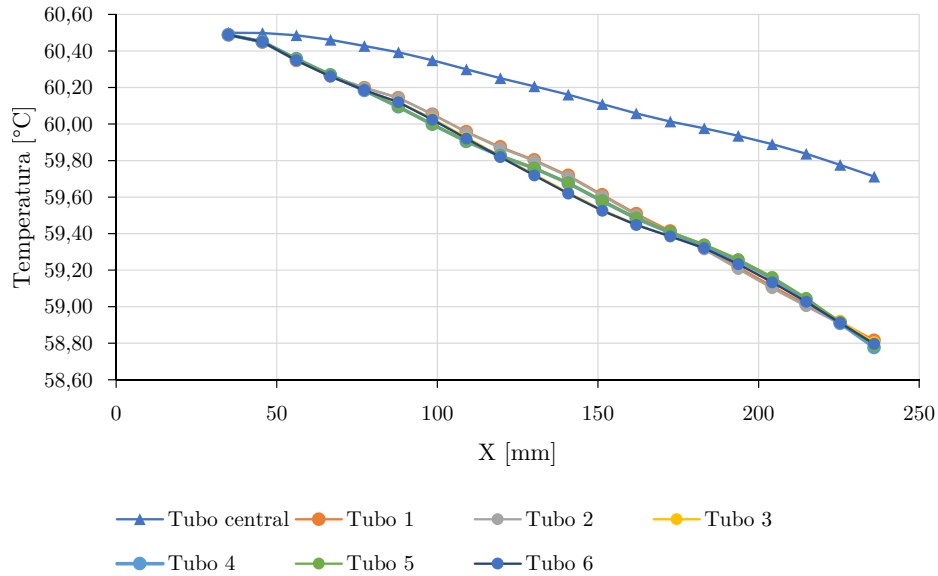
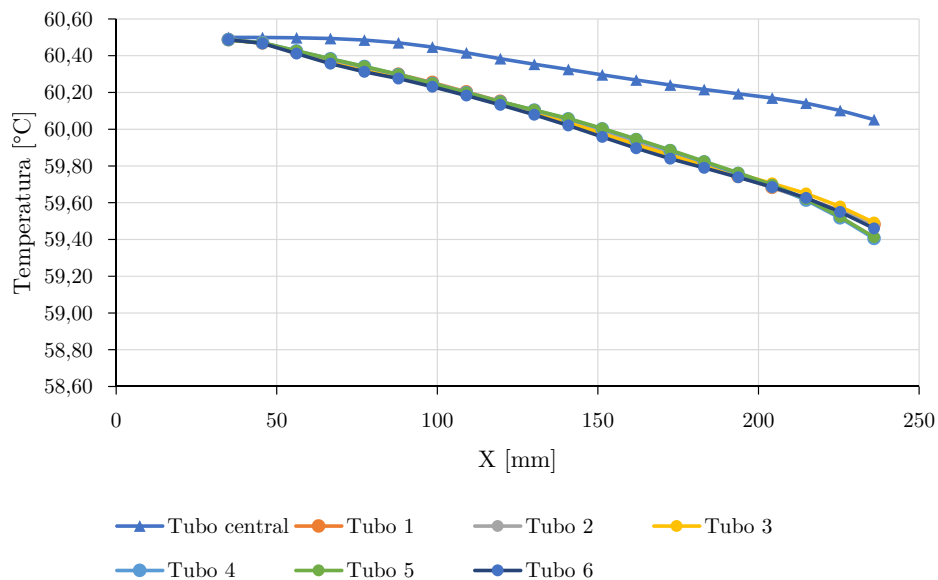


Figura 41 – Perfis de temperatura ao longo dos tubos ($k-\varepsilon$)



Como pode ser observado nas figuras 40 e 41, nos dois modelos as temperaturas nos tubos que estão ao redor do tubo central tem uma mesma distribuição do perfil de temperatura ao longo do trocador, enquanto, no tubo central o perfil é maior. Isto se dá, devido ao menor tempo de residência que o fluido nesse tubo tem para transferir calor pro casco, pela alta velocidade que possui o escoamento.

6 Conclusões e recomendações

O presente trabalho apresentou uma metodologia para realizar um estudo de CFD num pequeno TCCT, porém esta metodologia pode ser aplicada em qualquer outro sistema com transferência de calor em regime permanente e com escoamento incompressível. Os resultados obtidos na simulação foram comparados usando correlações empíricas e resultados experimentais. Nesse sentido, a seguir, são descritas as conclusões e recomendações do trabalho:

- A dificuldade para interpretar as equações governantes no sistema apresenta um grande obstáculo na hora de adotar simplificações no sistema, pois a forma como é interpretado o problema determina, em grande parte, os resultados que serão obtidos na simulação. Desta forma, se forem colocadas condições de contorno ou simplificações erradas ou não realistas, os resultados obtidos também estarão errados, mesmo se são usados muito elementos de malha. Nesse sentido, de acordo aos resultados obtidos pode-se confirmar que as simplificações adotadas estão corretas.
- No mesmo sentido, é importante levar em consideração que a simulação de CFD é uma ferramenta para abordar um problema, e deve-se trabalhar em conjunto com a experimentação ou modelos teóricos para poder validar os resultados obtidos. A vantagem do uso da ferramenta é a redução do número de experimentos custosos que seriam necessários para estudar o mesmo problema.
- O uso de funções de parede ($y^+ > 30$) reduz significativamente o tempo ou custo computacional requerido, gerando resultados confiáveis quando o estudo não está focado no desenvolvimento total da camada limite. Ou seja, ainda que os efeitos da camada limite sejam importantes, se o objetivo é a obtenção das variáveis globais do sistema, como é o caso do presente trabalho, a estimativa que as funções de parede oferecem podem ser suficientes.
- Ainda nesse sentido, o desenvolvimento da camada limite pode ocasionar a divergência da solução, pois poderiam ser encontradas escalas de turbulência menores que não poderiam ser modeladas no regime permanente, tornando a análise inválida, devido a que a turbulência é de natureza transiente.
- Para criar a geometria ou domínio computacional, é recomendado o uso dos próprios programas da ferramenta de CFD quando for possível, pois, a importação do modelo CAD usando um programa externo, pode criar alguns vértices na geometria pela interpretação da linguagem diferente. Isto dificultaria ainda mais a geração da malha,

pois os elementos de malha tendem a orientar-se de acordo às caras e vértices presente na geometria.

- Na geração da malha, é recomendado dividir a geometria em vários corpos para facilitar a criação de elementos hexaédricos, reduzindo os erros numéricos e custo computacional para simular o sistema. No presente trabalho, depois de várias tentativas, e devido à limitação da licença estudantil, obteve-se uma grande quantidade de elementos hexaédricos sem a necessidade de dividir os corpos, porém, para conseguir uma maior quantidade de elementos hexaédricos recomenda-se fazer um melhor tratamento da geometria.
- O uso de um esquema de discretização numérica de segunda ordem aumentou o tempo de simulação, porém, os resultados obtidos estão de acordo aos resultados experimentais e analíticos. Ainda nesse sentido, a independência de malha mostrou que nos dois modelos o uso da malha média (491867 células) era suficiente para obter resultados confiáveis e independentes da malha.
- De acordo aos resultados obtidos, pode-se concluir, que o modelo *SST* consegue ter uma melhor aproximação da realidade em comparação ao modelo $k-\varepsilon$, para este tipo de sistemas. A vantagem desse modelo, reside naquela transição que ele possui na hora de interpretar o fenômeno, pois ele consegue interpretar o escoamento afastado da parede (caraterística do modelo $k-\varepsilon$), assim como também o escoamento perto da parede (característica do modelo $k-\omega$). É importante levar em consideração que no lado do casco, os dois modelos tendem a gerar maiores diferenças em comparação aos modelos analíticos e os resultados experimentais, isto é devido à complexidade do escoamento no casco e a presença de redemoinhos em alguns lugares.
- Finalmente, pode-se concluir que de acordo aos resultados obtidos, uns dos pontos que geram uma baixa eficiência no TCCT estudado é a disposição como a água quente entra nos tubos. Nesse sentido, existe uma preferência do escoamento no tubo do meio aumentando sua velocidade e reduzindo o tempo de permanência no trocador.

Para trabalhos futuros sugere-se que sejam usados outros modelos de turbulência mais robustos, como é o caso do modelo LES, aumentando o número de elementos na malha. Ainda nesse sentido, sugere-se usar um valor de $y^+ < 1$ para resolver a camada limite e conseguir valores mais próximos dos perfis de temperatura e velocidade do sistema. Nesse caso, pode ser necessário abordar o sistema como um regime transiente, pois poderão ser achados escalas de turbulências muito pequenas que não serão modeladas no regime permanente.

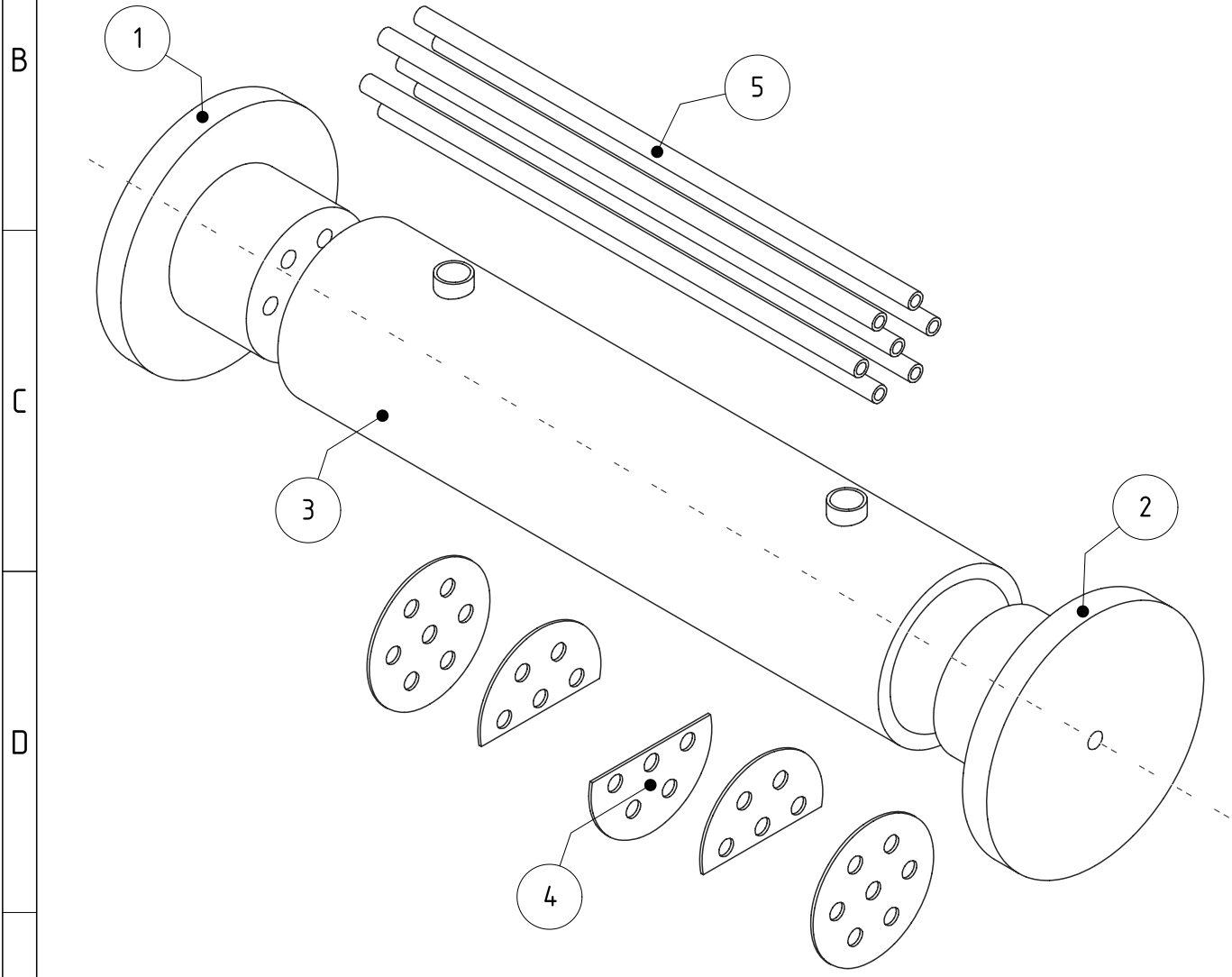
Referências

- ANDERSON, J. D. *Computational Fluid Dynamics: The basics with applications*. 1. ed. New York: McGraw-Hill, 1995. Citado 3 vezes nas páginas 25, 26 e 27.
- ANSYS INC. *ANSYS CFX-Solver Theory Guide: Release 17.2*. Canonsburg, 2016. Citado 11 vezes nas páginas 30, 31, 33, 35, 36, 38, 39, 40, 46, 48 e 49.
- BATCHELOR, G. K. *An Introduction to Fluid Dynamics*. England: Cambridge, 1967. Citado na página 30.
- CEBECI, T. et al. *Computational Fluid Dynamics for Engineers: From panel to navier-stokes methods with computer programs*. 2. ed. New York: Springer-Verlag, 2005. Citado 2 vezes nas páginas 27 e 37.
- ÇENGEL, A. Y.; GHAJAR, J. A. *Heat and Mass Transfer: Fundamentals and applications*. 4. ed. New York: The McGraw-Hill Companies, Inc., 2011. Citado 6 vezes nas páginas 17, 18, 21, 22, 47 e 48.
- CHUNG, T. J. *Computational Fluid Dynamics*. 1. ed. United Kingdom: Cambridge University Press, 2002. Citado 2 vezes nas páginas 25 e 32.
- KERN, D. Q. *Process heat transfer*. [S.l.]: McGraw-Hill Education, 1950. Citado 3 vezes nas páginas 22, 23 e 24.
- KURZWELL, R. *The Singularity is Near: When humans transcend biology*. Gerald Duckworth & Company, 2010. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=0d8oDwAAQBAJ>>. Citado na página 26.
- OZDEN, E.; TARI, I. Shell side cfd analysis of a small shell-and-tube heat exchanger. *Energy Conversion and Management*, Elsevier, v. 51, n. 5, p. 1004–1014, 2010. Citado na página 18.
- PALEN, J.; TABOREK, J. Solution of shell side flow pressure drop and heat transfer by stream analysis method. In: *Chemical Engineering Progress Symposium Series*. [S.l.: s.n.], 1969. v. 65. Citado na página 23.
- SHAH, K. R.; SEKULIĆ, D. P. *Fundamentals of heat exchangers design*. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2003. Citado 2 vezes nas páginas 17 e 21.
- TECQUIPMENT. *Bancada de trocadores de calor: Guia do usuário*. Brasil, 2009. Citado 2 vezes nas páginas 41 e 42.
- THULUKKANAM, K. *Heat Exchangers Design Handbook*. 2. ed. New York: CRC Press - Taylor & Francis Group, 2013. Citado na página 17.
- VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The finite volume method*. 2. ed. England: Pearson Education Limited, 2007. Citado 14 vezes nas páginas 19, 25, 26, 27, 28, 29, 30, 32, 34, 35, 36, 38, 50 e 58.
- WHITE, F. M. *Mecânica dos fluidos*. 6. ed. New York: Mc Graw Hill, 2011. Citado 5 vezes nas páginas 25, 30, 31, 37 e 39.

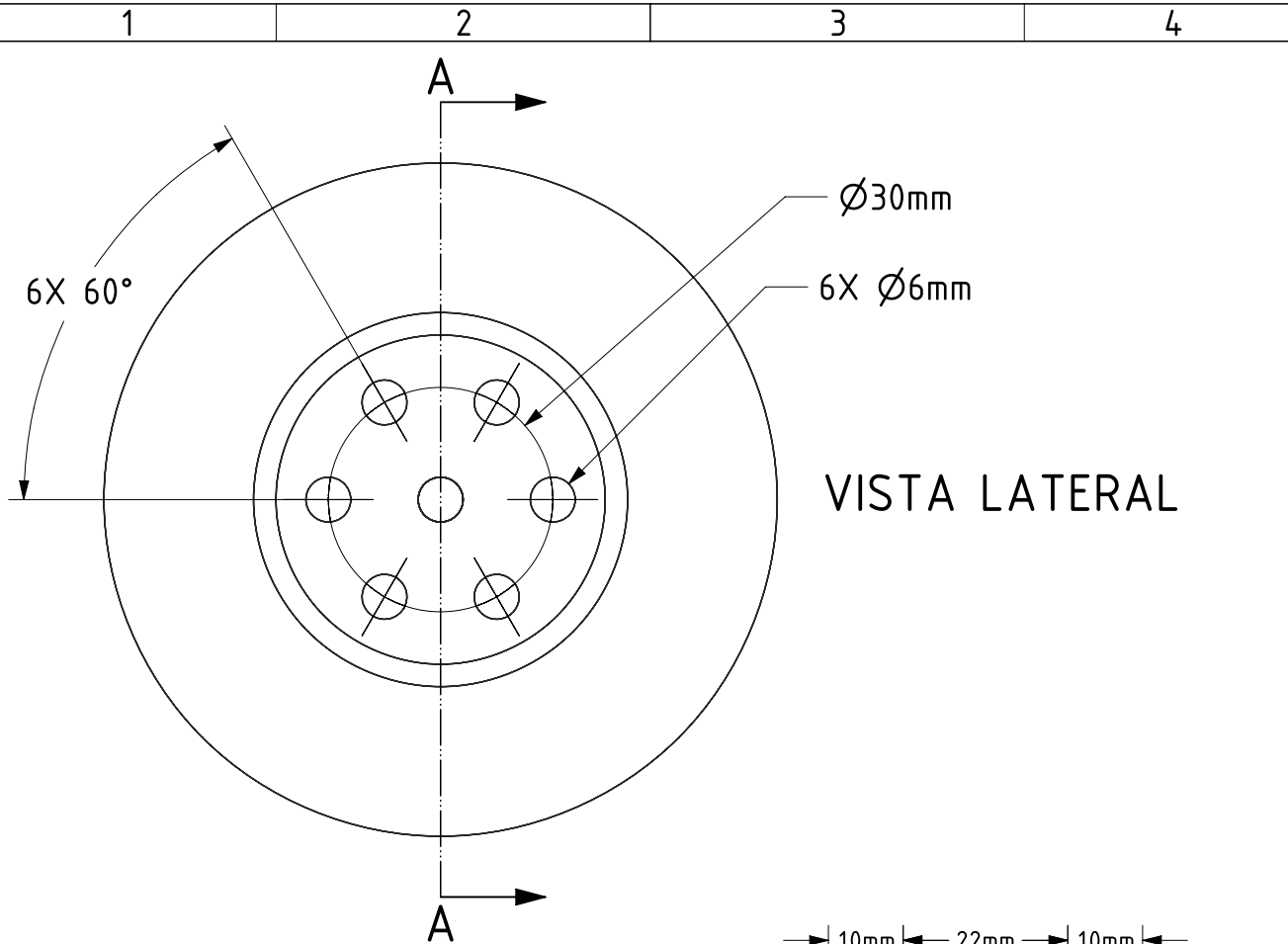
Anexos

ANEXO A – Plantas construtivas do TCCT

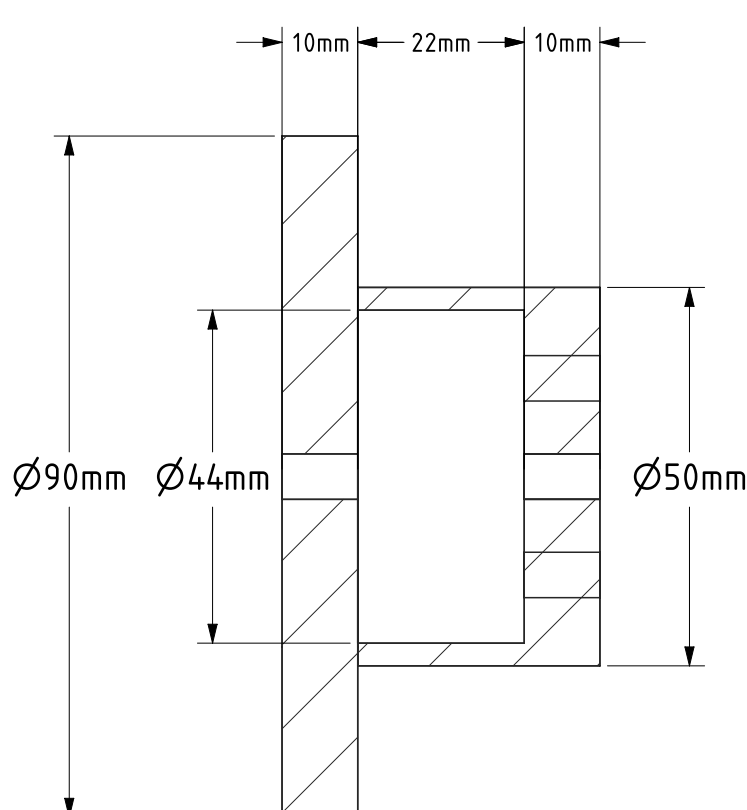
1	2	3	4
No.	DESCRIÇÃO		QTD
1	CAIXA DE DISTRIBUIÇÃO DIANTEIRA		1
2	CAIXA DE DISTRIBUIÇÃO TRASSEIRA		1
3	CASCO		1
4	CHICANAS		5
5	TUBOS		7



DESCRIÇÃO: GEOMETRIA DO TROCADOR DE CALOR (VISTA ORTOGONAL)			
FORMATO A4	INSTITUIÇÃO: UNILA	DESENHADO POR: DENNIS PAUL PAZ	TCC
ESCALA 1:2			FOLHA 1 de 5
1	2	3	4



VISTA LATERAL



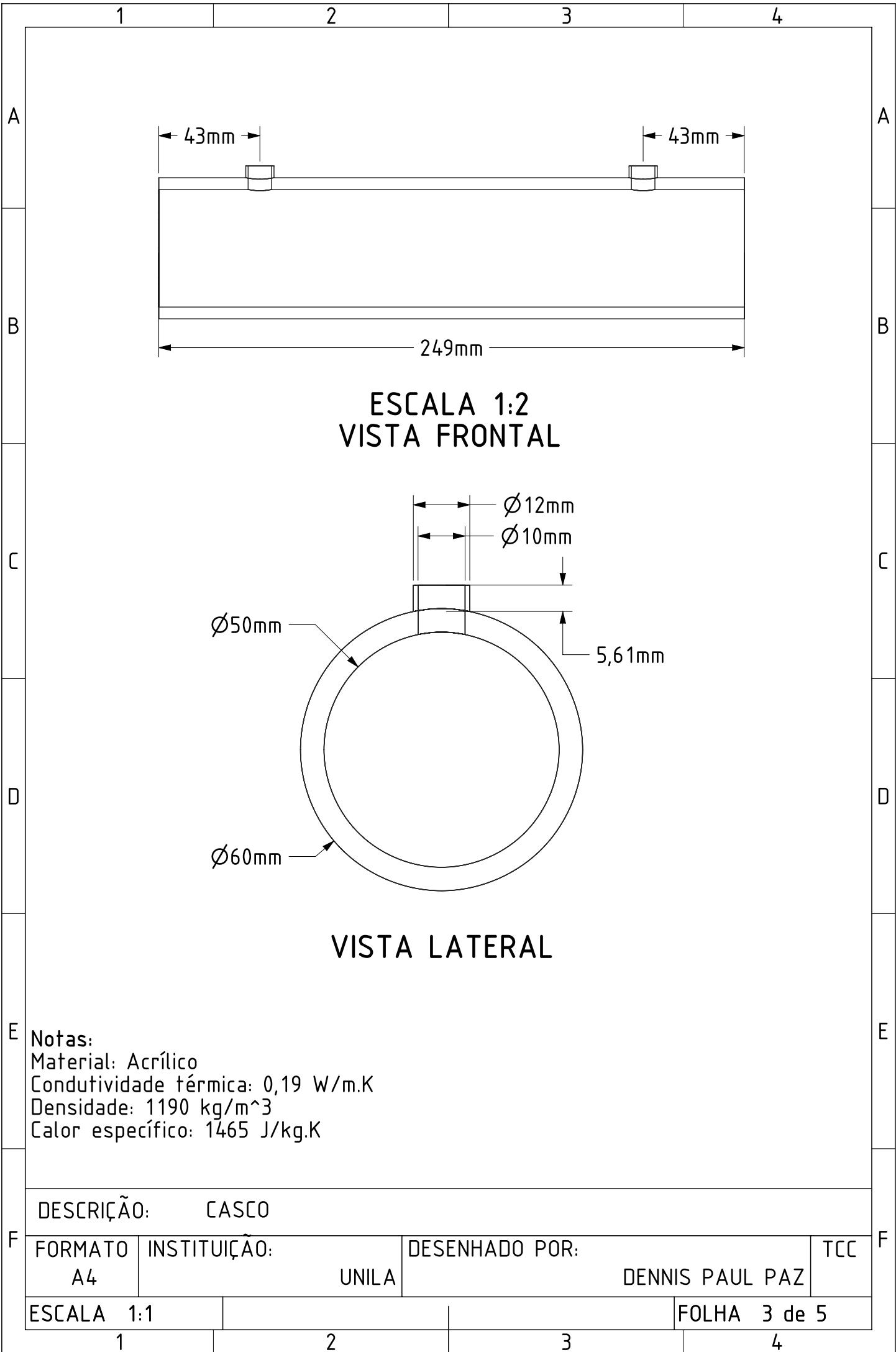
CORTE A-A
VISTA FRONTAL

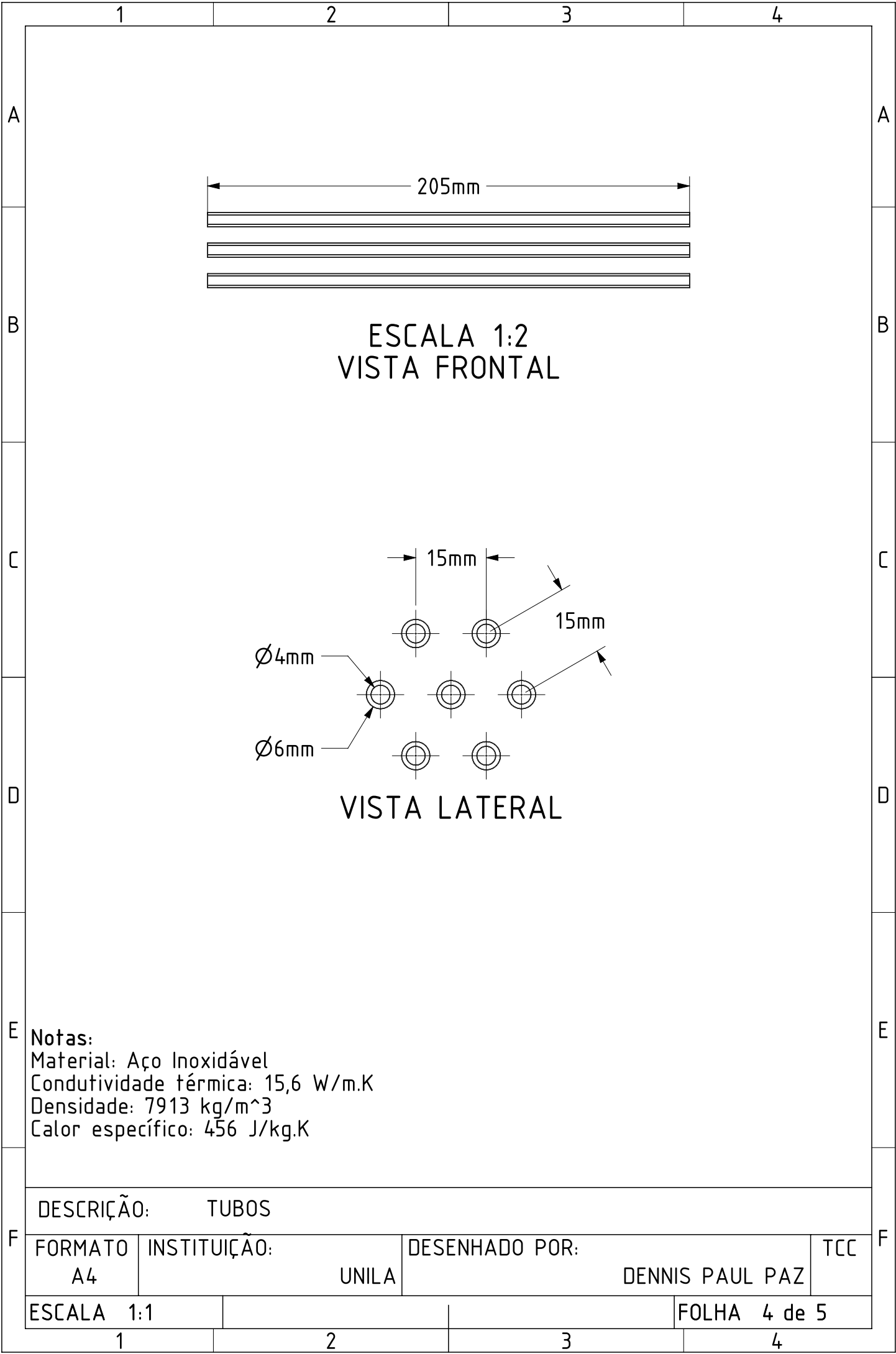
Notas:
Material: Plástico
Condutividade térmica: 0,1 W/m.K
Densidade: 1470 kg/m³
Calor específico: 840 J/kg.K

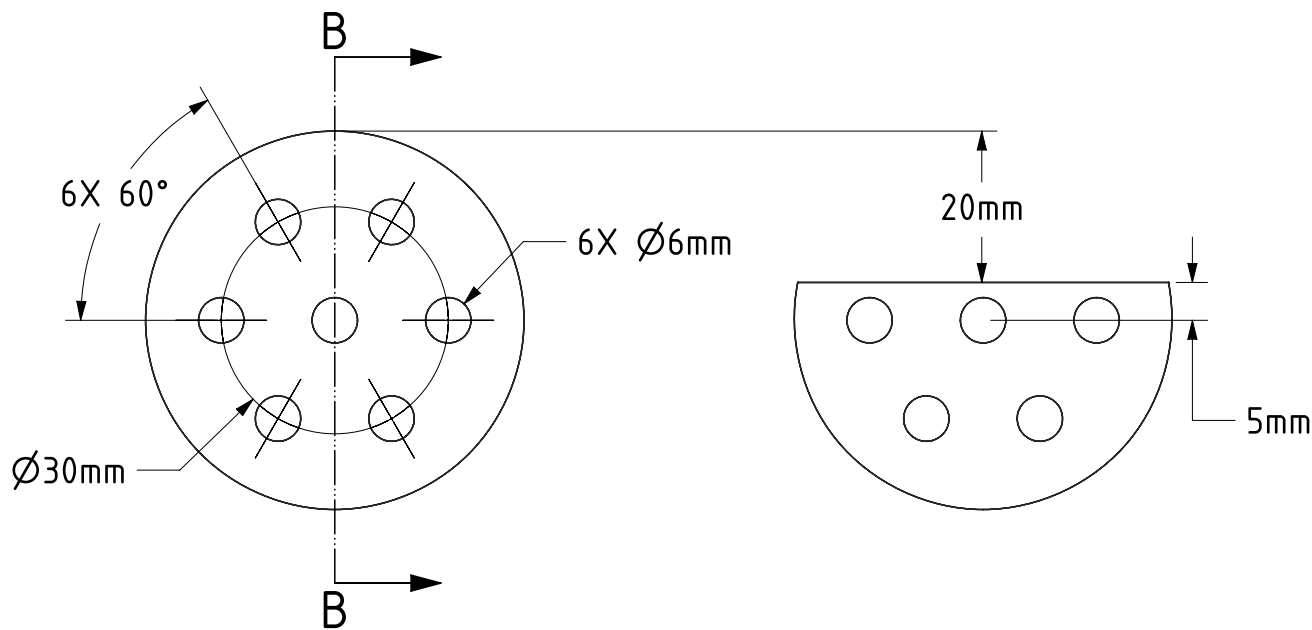
DESCRIÇÃO: CAIXAS DE DISTRIBUIÇÃO (DIANTERA E TRASSEIRA)

FORMATO A4	INSTITUIÇÃO: UNILA	DESENHADO POR: DENNIS PAUL PAZ	TCC
---------------	-----------------------	-----------------------------------	-----

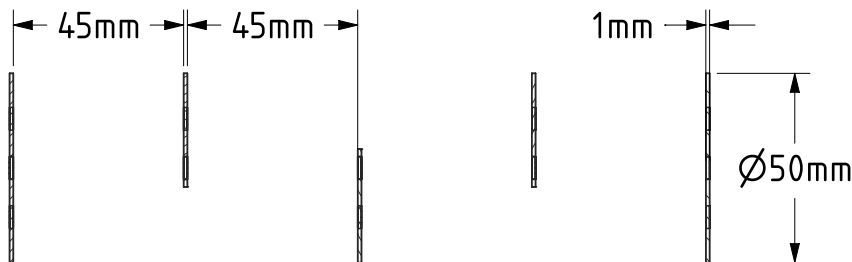
ESCALA 1:1		FOLHA 2 de 5
------------	--	--------------







VISTA LATERAL



CORTE B-B
ESCALA 1:2
VISTA FRONTAL

Notas:
Material: Aço Inoxidável
Condutividade térmica: 15,6 W/m.K
Densidade: 7913 kg/m³
Calor específico: 456 J/kg.K

DESCRIÇÃO: CHICANAS

FORMATO A4	INSTITUIÇÃO: UNILA	DESENHADO POR: DENNIS PAUL PAZ	TCC
---------------	-----------------------	-----------------------------------	-----

ESCALA 1:1			FOLHA 5 de 5
------------	--	--	--------------

ANEXO B – Tutorial

Nesta seção serão mostrados os passos requeridos para realizar uma análise de CFD em regime permanente de um pequeno TCCT, usando o modelo de turbulência *SST* descrito no capítulo 4. Como foi mencionado anteriormente, a simulação realizada no presente trabalho usou a versão 17.2 do programa Ansys CFX, porém, este tutorial usará a ultima versão disponível do programa para manter atualizado os procedimentos requeridos.

B.1 Instalação

Antes de começar o tutorial é requerido que seja feita a instalação do programa. Ele pode ser adquirido do site oficial da Ansys (<http://www.ansys.com/academic/free-student-products>) e tem uma limitação de 512000 nodos ou células para o estudo de CFD na versão estudantil, com renovação anual.

Os requerimentos mínimos do sistema são:

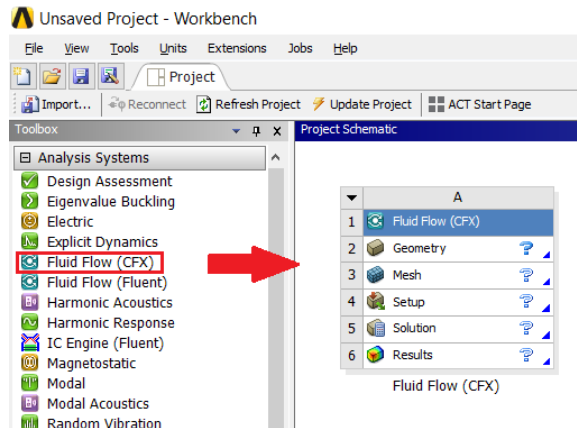
- Sistema operativo Microsoft Windows 7, 64-bit; ou Microsoft Windows 8, 64-bit; ou Microsoft Windows 10, 64-bit;
- Processador tipo Workstation (entretanto podem ser usados processadores Intel core);
- Mínimo 4 GB de memória RAM;
- 25GB de espaço disponível no disco com disco físico presente e;
- Placa de vídeo gráfica (de preferência da classe workstation).

Os passos requeridos para instalar o programa são resumidos a seguir:

1. Extrair o arquivo comprimido baixado do site oficial.
2. Abrir o arquivo *Setup.exe* como administrador do sistema.
3. Continuar a instalação com as configurações por default, e fechar o programa quando a instalar haja finalizado.

B.2 Preparação da Área de Trabalho (*Workbench*)

Uma vez finalizada a instalação, procede-se a abrir a Área de Trabalho ou *Workbench*. Para começar o estudo de CFD, na aba esquerda deve-se selecionar o sistema *Fluid Flow CFX* como é mostrado na seguinte figura.

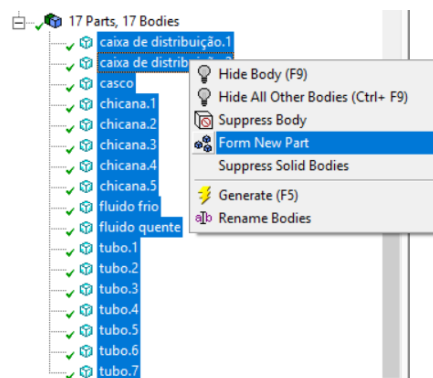


Essa caixa apresenta todos os passos que devem ser completados antes de rodar a simulação (geometria, malha, setup, solver e resultados). A seguir, é sugerido salvar o arquivo numa pasta separada, pois o programa irá criar vários arquivos complementares do sistema.

B.3 Geometria

O primeiro passo a ser completado é a criação do domínio computacional. Ele pode ser criado usando programas CAD externos, porém, é fortemente recomendado o uso dos próprios programas disponíveis na área de trabalho (SC e DM) para evitar que haja incongruências com as dimensões e os vértices criados.

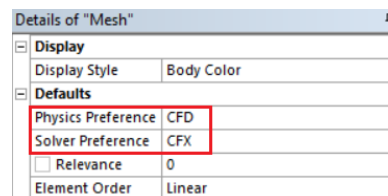
Como o objetivo do presente tutorial é mostrar os passos requeridos para realizar a simulação, o procedimento da criação da geometria não é relevante, e procede-se a configurar a geometria pronta. Desta forma, usando o DM os corpos do sistema são juntados usando a ferramenta *Form New Part* como é mostrado na seguinte figura.



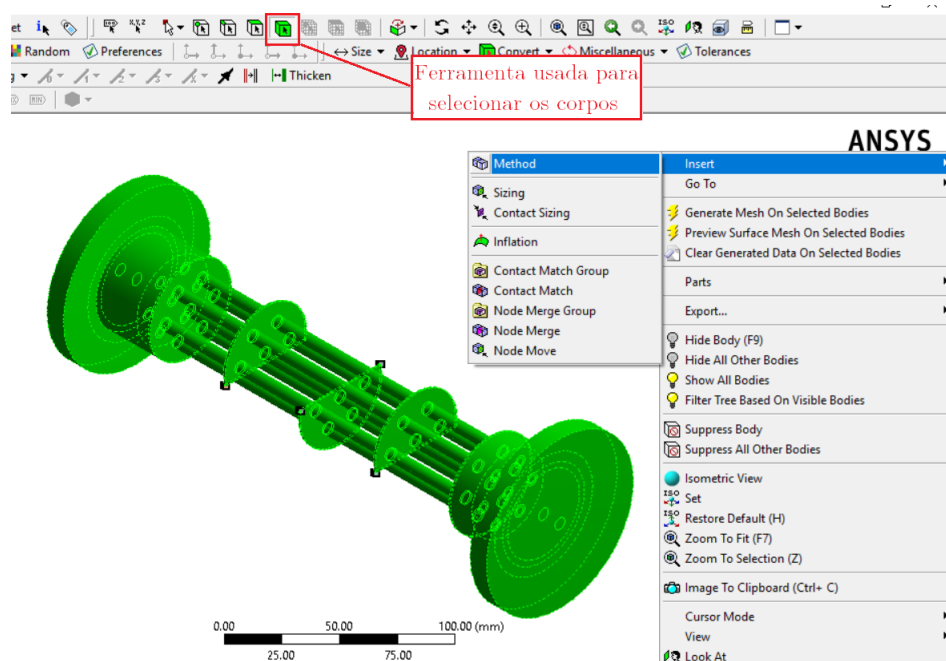
Como pode-se observar na figura anterior, o sistema era composto de 17 corpos e 17 partes, e o objetivo de juntar esses corpos é a criação de uma única parte com 17 corpos. Este passo é muito importante, porque dessa forma as caras de todos os corpos são compartilhados e os nodos da malha serão coincidente entre eles. Isto reduz significativamente o custo computacional e os erros numéricos, pois o solver ira realizar menos iterações e a convergência é mais facilmente alcançada. É importante lembrar que os detalhes geométricos da geometria em questão são mostrados no Anexo A.

B.4 Malha

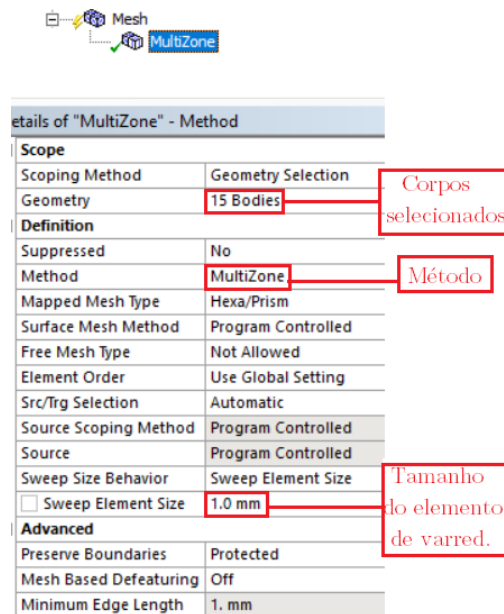
Seguindo a ordem definida no *workbench* a discretização do domínio computacional é realizada a seguir. É importante verificar que os detalhes da malha estejam na opção de CFD - CFX como é mostrado na seguinte figura.



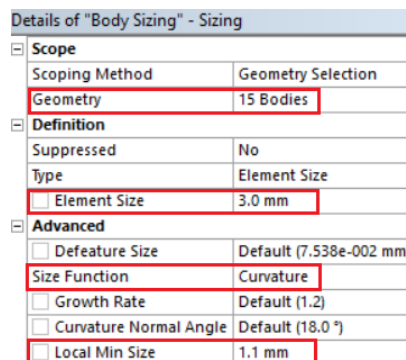
Como já foi mencionado anteriormente no trabalho, existem vários métodos para criar a malha da geometria. Depois de vários testes para tentar criar a maior quantidade de elementos hexaédricos, chegou-se na conclusão de que sem a necessidade de dividir os corpos do sistema, alguns deles poderiam usar estes elementos (caixas de distribuição dianteira e traseira, tubos, chicanas e domínio do fluido quente). Desta forma, são selecionados esses corpos para aplicar um método de geração de malha como é mostrado na seguinte figura.



A seguir é selecionado o método *Multizone* e é colocado um valor de 1mm para o tamanho de elemento de varredura como é mostrado na seguinte figura.



Usando os mesmos corpos selecionados, procede-se a ajustar o tamanho dos elementos dos corpos usando a ferramenta *Body Sizing*, colocando um tamanho de elemento de 3mm, função de tamanho por curvatura e um tamanho local mínimo de 1.1mm como é mostrado na seguinte figura.



Como os elementos criados serão hexaédricos não é necessário criar a camada de primas (*Inflation*). Também, devido ao tamanho de elemento configurado anteriormente, é assegurado que o primeiro elemento perto da parede tem um valor de $y^+ > 30$, desta forma, as funções de parede serão aplicadas.

A seguir, devido a que os dois corpos restantes (domínio do fluido frio e casco) tem uma geometria um pouco mais complicada e as caras dos outros corpos geram vértices nas caras deles, não é possível gerar elementos hexaédricos nesses corpos sem antes fazer uma minuciosa divisão dos mesmos. Desta forma, é recomendado usar o método *Tetrahedrons* com o algoritmo *Patch Conforming* para criar elementos tetraédricos como é mostrado a seguir.

Details of "Patch Conforming Method" - Method	
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	2 Bodies
Definition	
Suppressed	No
Method	Tetrahedrons
Algorithm	Patch Conforming
Element Order	Use Global Setting

Usando a mesma ferramenta, *Body Sizing*, é definido o tamanho dos elementos do casco e do fluido frio como é mostrado na seguinte figura.

Details of "Body Sizing 2" - Sizing	Details of "Body Sizing 3" - Sizing
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Body
Definition	
Suppressed	No
Type	Element Size
Element Size	3.0 mm
Advanced	
Defeature Size	Default (7.538e-002 mm)
Size Function	Curvature
Growth Rate	Default (1.2)
Curvature Normal Angle	Default (18.0 °)
Local Min Size	1.3 mm

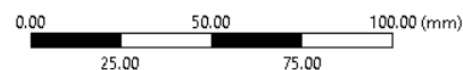
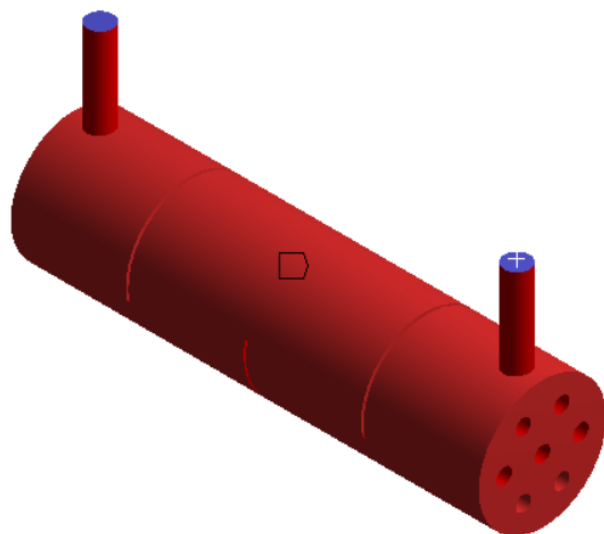
CASCO

Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Body
Definition	
Suppressed	No
Type	Element Size
Element Size	3.0 mm
Advanced	
Defeature Size	Default (7.538e-002 mm)
Size Function	Curvature
Growth Rate	Default (1.2)
Curvature Normal Angle	Default (18.0 °)
Local Min Size	1.1 mm

FLUIDO FRIO

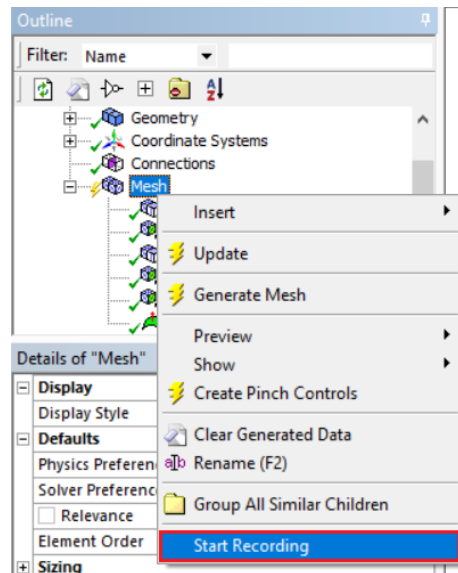
Devido a que o fluido frio é composto de elementos tetraédricos, será criada uma camada de prismas perto da parede para assegurar o uso de funções de parede no fluido frio. Desta forma, selecionando o corpo do fluido frio é usada a ferramenta *Inflation*, definindo as fronteiras do corpo, selecionado a opção de *First Layer Thickness* com um valor de 1mm para o primeiro elemento perto da parede e colocando 1 para o número máximo de camadas que serão criadas como é mostrado na seguinte figura.

Details of "Inflation" - Inflation	
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Body
Definition	
Suppressed	No
Boundary Scoping Method	Geometry Selection
Boundary	36 Faces
Inflation Option	First Layer Thickness
First Layer Height	1.0 mm
Maximum Layers	1
Growth Rate	1
Inflation Algorithm	Pre



Note-se que as faces em vermelho representam as fronteiras do corpo, enquanto as faces em azul, representam a entrada e saída do fluido frio.

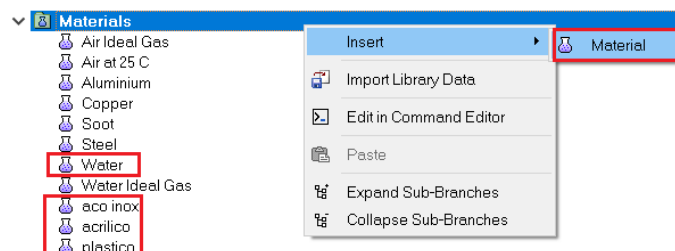
Finalmente, é necessário dar uma ordem na geração da malha de cada corpo. Isto é feito através da ferramenta *Start Recording* como é mostrado a seguir.



Desta forma, selecionando os corpos que se deseja gerar a malha e apertando click direito - *Generate mesh on this body*, é criada uma lista seguindo a ordem de geração da malha de acordo ao usuário. Portanto, a ordem que deve seguir a geração da malha é a seguinte: (1°) Caixas de distribuição, tubos, chicanas e fluido quente (15 corpos); (2°) Casco (1 corpo) e; finalmente (3°) Fluido frio (1 corpo). É importante dar um *update* na malha criada para finalizar o processo.

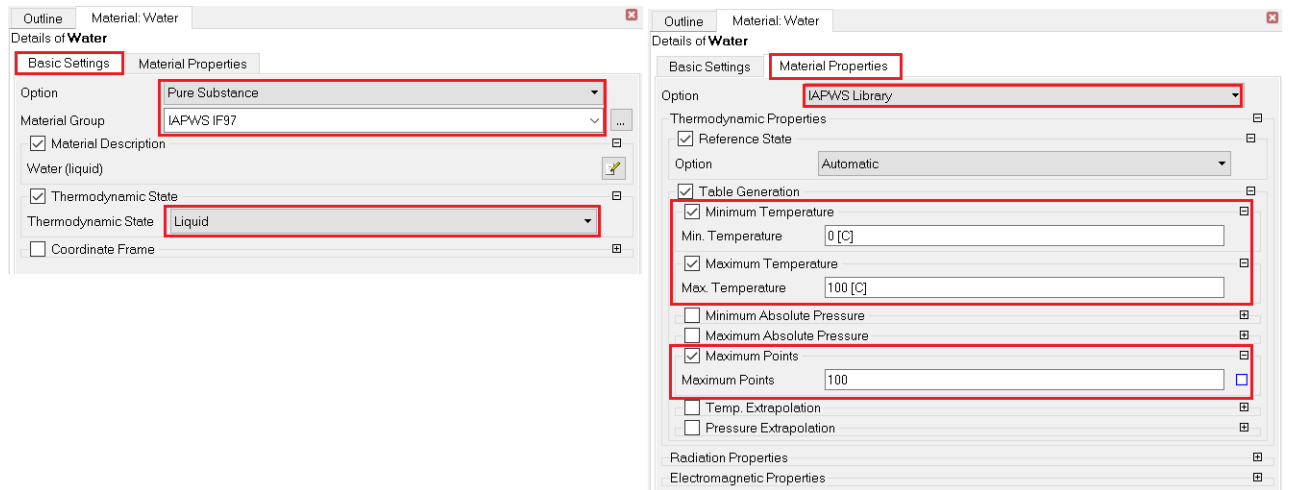
B.5 Setup

Primeiramente, devem ser criados os materiais que serão usados na solução do sistema. Em princípio, a água é um material que existe por default no setup, porém, os outros devem ser criados como é mostrado na seguinte figura.

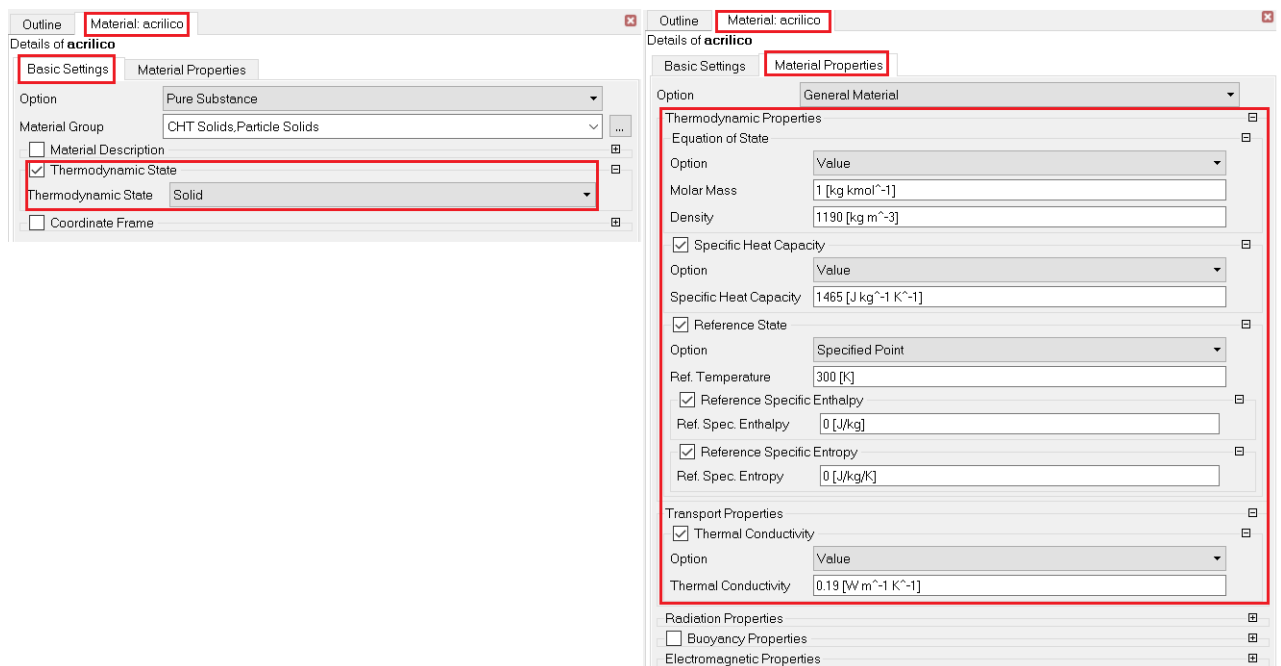


Esses 4 materiais deveram ser modificados conforme as propriedades descritas no trabalho. Um caso especial é a água, pois para poder ativar as equações da IAPWS para

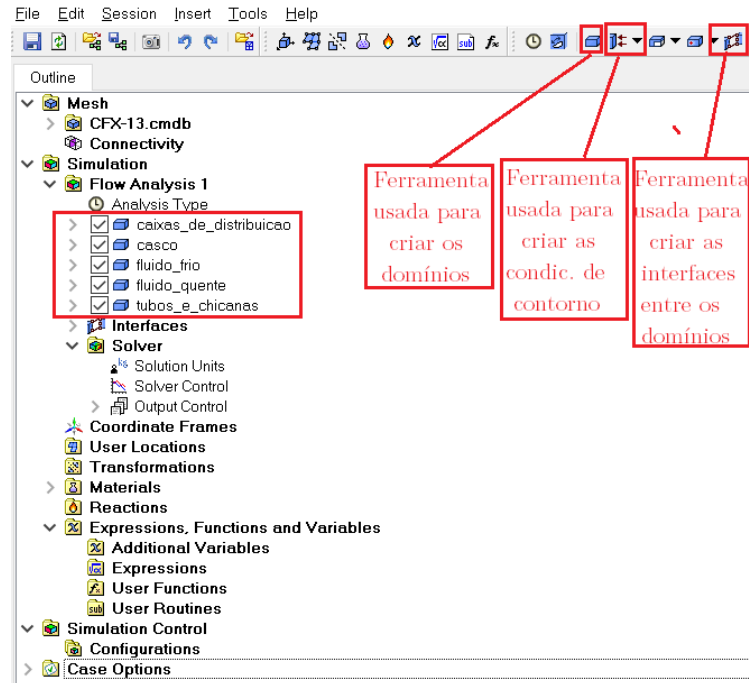
medir as variações das propriedades com a temperatura, deve ser configurada de acordo a seguinte figura.



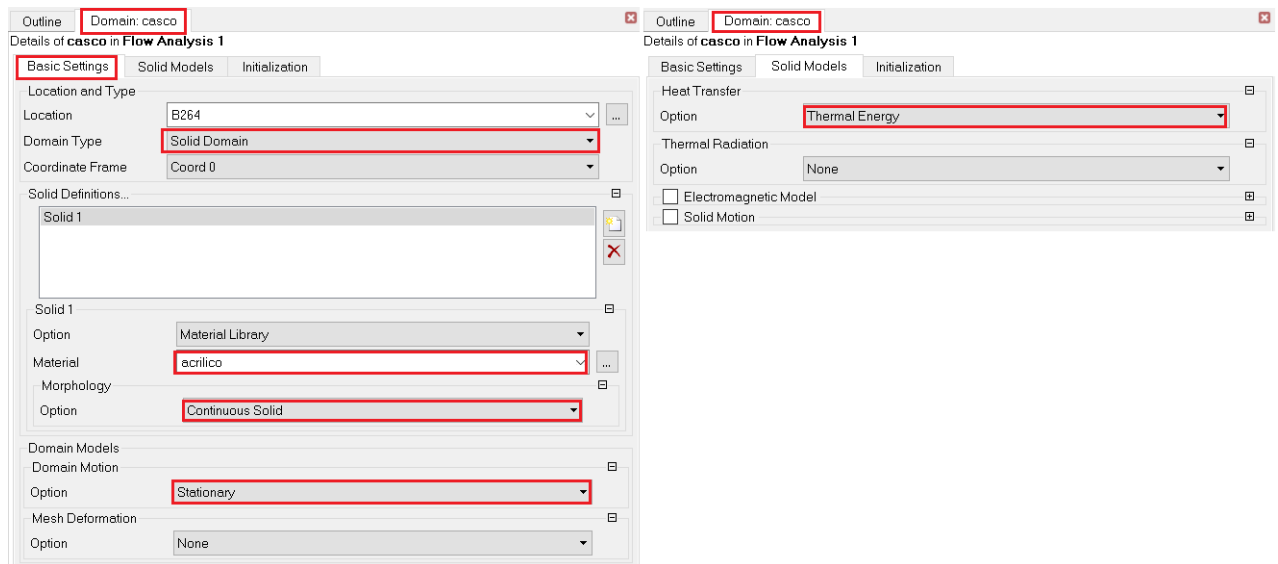
No caso dos outros materiais, a variação das propriedades com a temperatura é muito baixa e portanto basta selecionar sólido como o estado termodinâmico e definir as propriedades de transporte na temperatura especificada (tabela 7). Um exemplo disto é mostrado na seguinte figura.



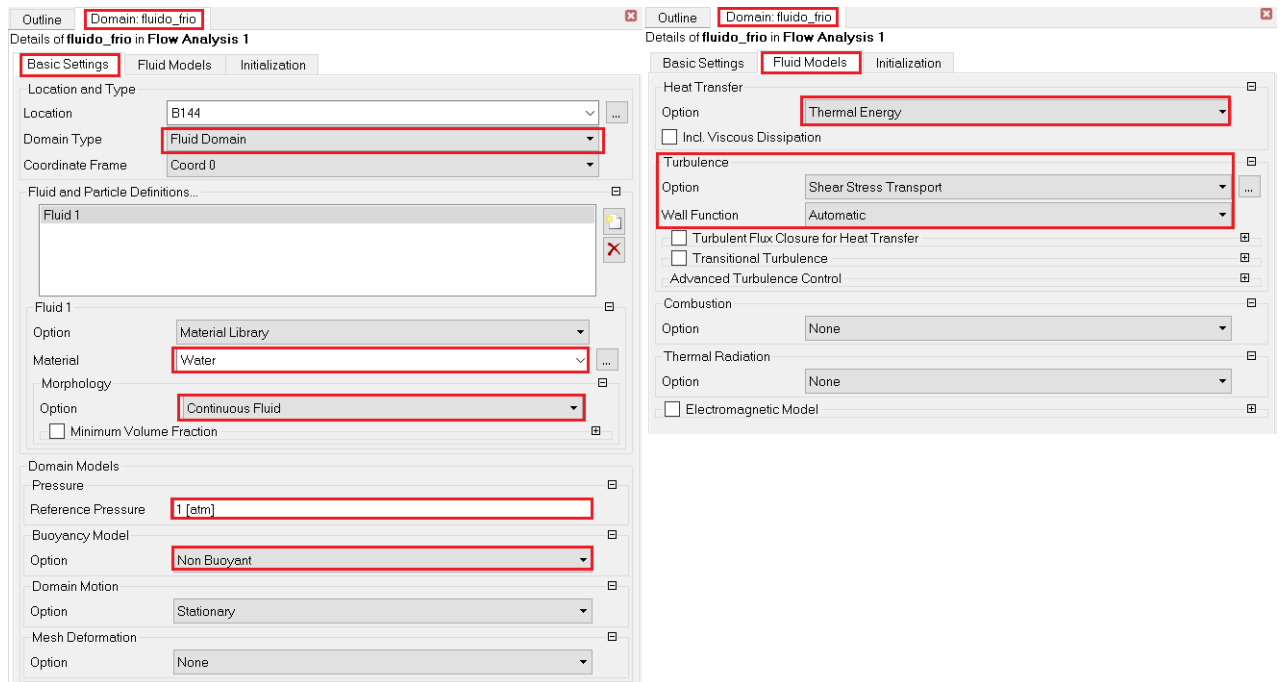
O *setup* é configurado para resolver um sistema em regime permanente por default. A seguir, devem ser criados os 5 domínios de acordo a tabela 8 usando a ferramenta *Domain* e selecionando os corpos respetivos, como é mostrado na seguinte figura.



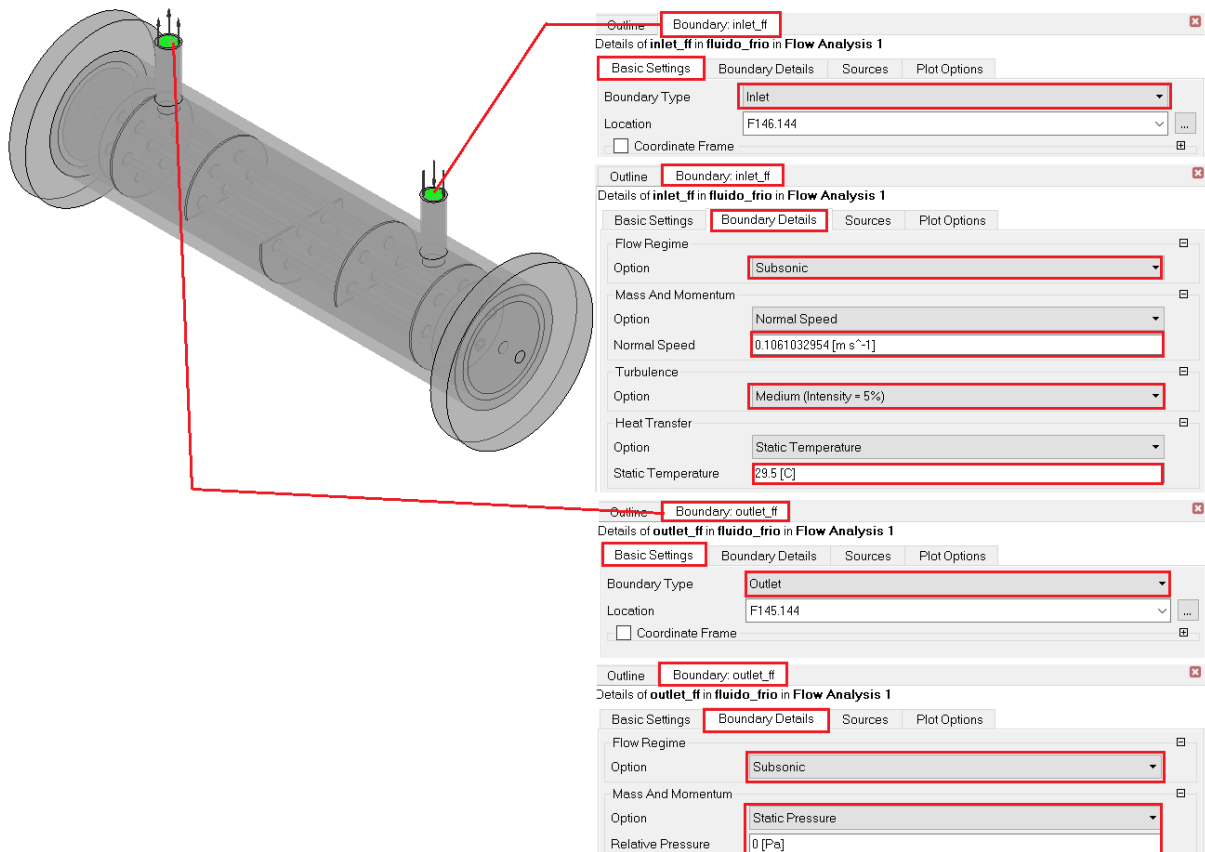
Desta forma, com os domínios criados deve-se especificar o tipo de domínio (sólido ou líquido) e o material associado a cada domínio. Um exemplo de como deve ser configurado um domínio sólido é mostrado na seguinte figura.



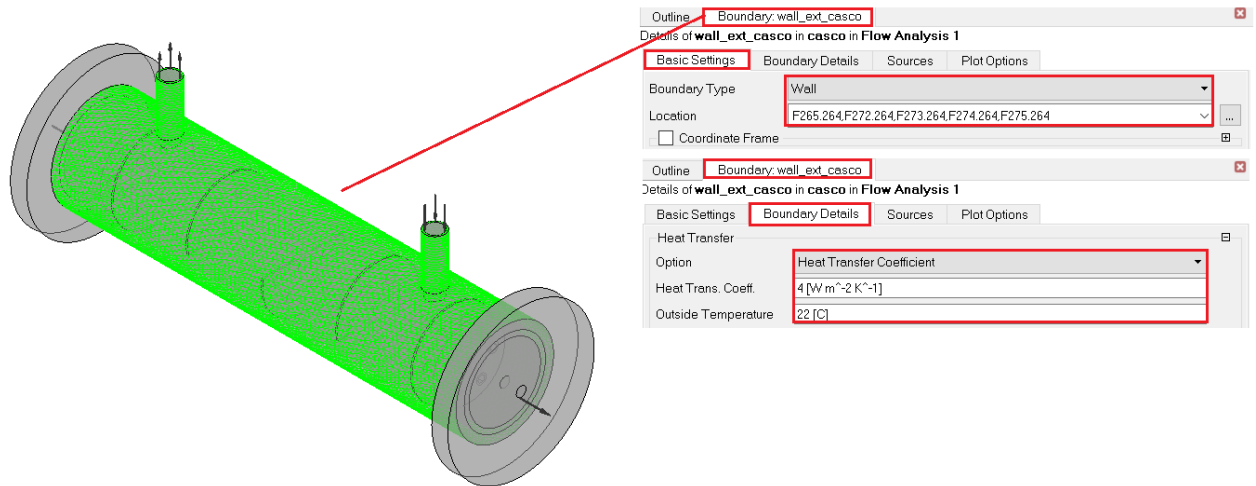
Da mesma forma um exemplo de como deve ser configurado um domínio fluido é mostrado na seguinte figura. É importante levar em consideração que aqui é selecionado o modelo de turbulência (SST - *Shear Stress Transport*).



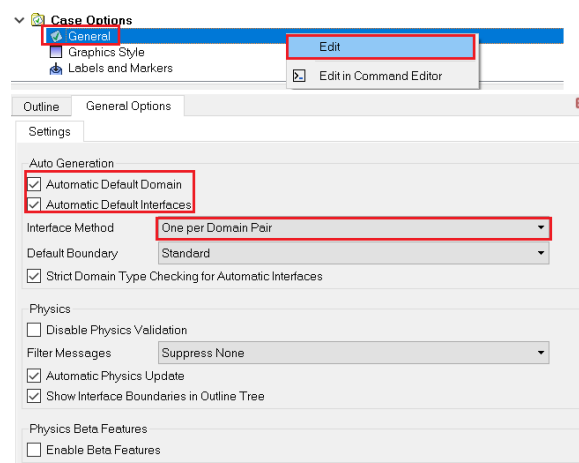
A seguir, de acordo a tabela 9 são criadas as condições de contorno nas fronteiras dos domínios, porém, as interfaces entre eles podem ser criadas de forma automática. Desta forma, é necessário criar só as condições de contorno de entrada e saída dos fluidos, e das paredes externas do casco e das caixas de distribuição. Um exemplo das condições de contorno de entrada e saída para o fluido frio é mostrado na seguinte figura.



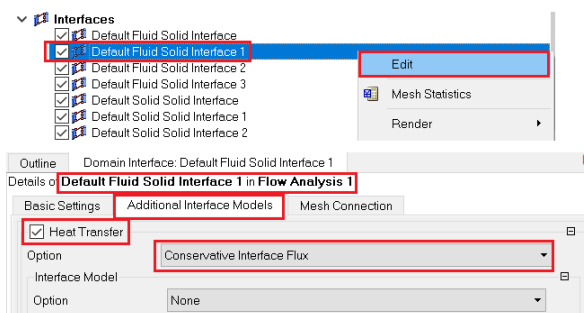
Da mesma forma um exemplo das condições de contorno de parede externa para o casco é mostrado na seguinte figura. Nesse caso, é importante selecionar todas as faces que não estejam em contacto com outros corpos.



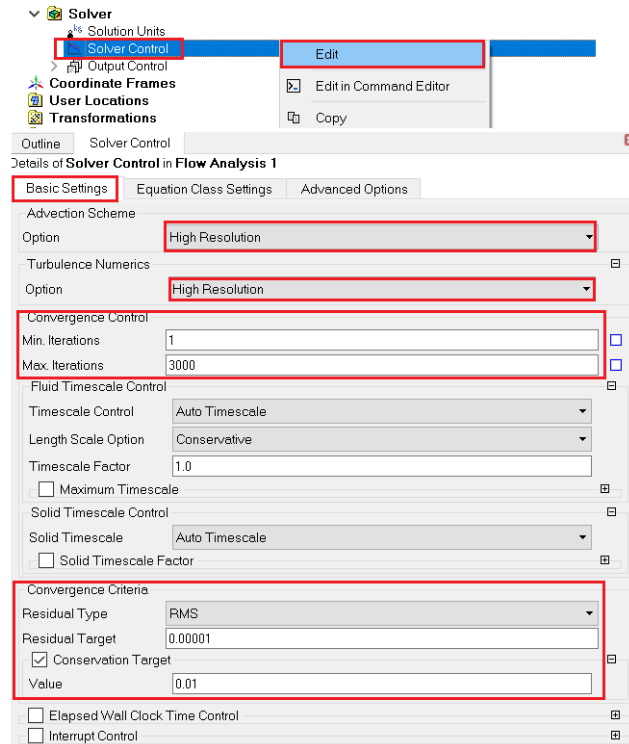
Para criar de forma automática as interfaces entre os domínios criados, devem ser apagadas as interfaces que hajam no sistema atual e configurar as opções gerais da seguinte forma.



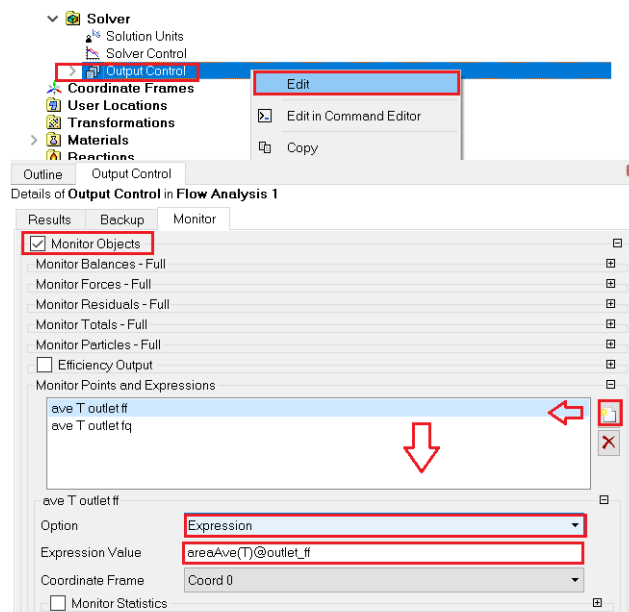
Desta forma são criadas 7 interfaces entre todos os corpos do trocador. Para finalizar a configuração das interfaces é necessário ativar a transferência de calor por fluxo conservativo em cada um deles. Um exemplo disso é mostrado na seguinte figura.



Finalmente, para definir os critérios de convergência e a discretização numérica de acordo como é apresentado no trabalho, o controle do solver tem que ser modificado como é mostrado na seguinte figura.

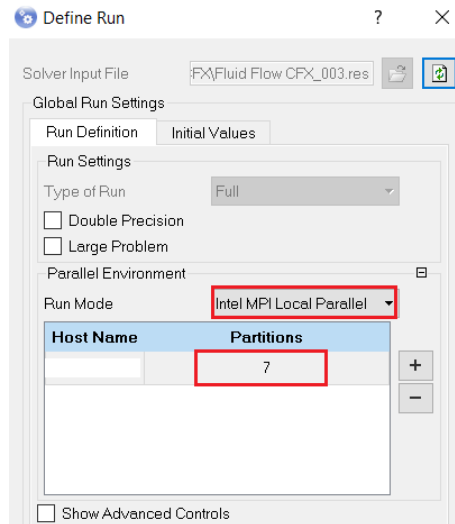


É importante criar monitores de convergência para monitorar a convergência da solução do sistema, através da estabilidade das temperaturas médias de saída dos domínios fluido, como é mostrado na seguinte figura.



B.6 Solver

Finalmente, para começar o processo iterativo é necessário configurar o tipo de simulação que será realizada. Isto depende do tipo de equipamento disponível, no caso do presente trabalho, foi usado a simulação paralela usando 7 partições das 8 disponíveis no computador como é mostrado na seguinte figura.



Uma simulação em paralelo é muito mais rápida em comparação a uma simulação em série pois são usados mais núcleos do processador do computador, assim como também mais memória RAM.